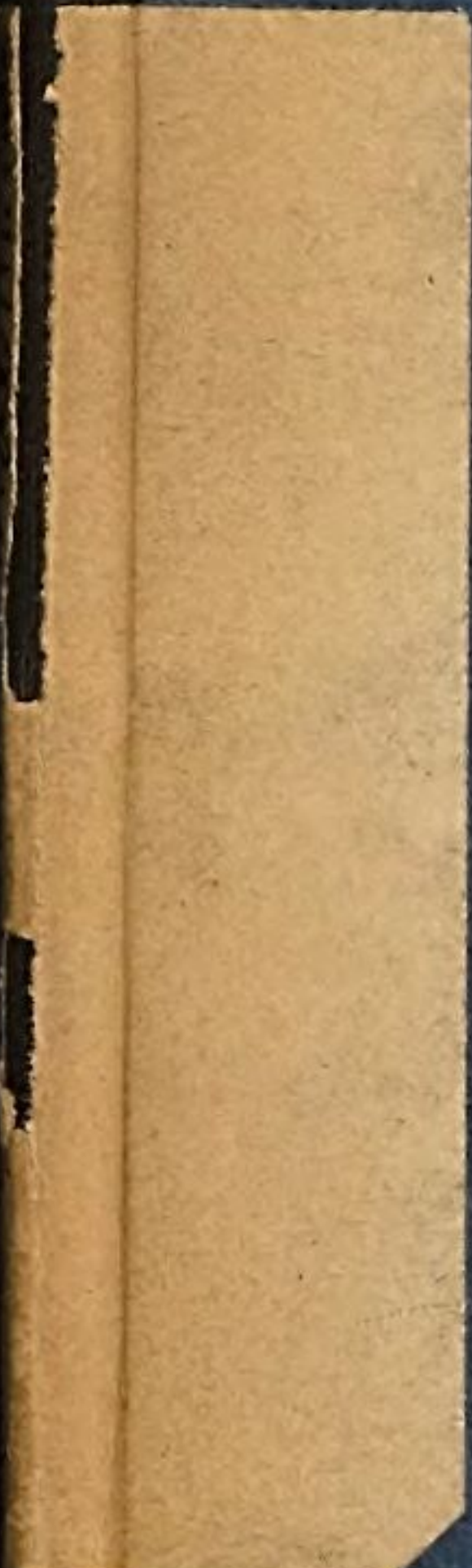


A. Hydr.

809.



A. hydr. 809

Mittel

de

ÜBER DIE MITTEL
ZUR
VERMINDERUNG DER WIDERSTÄNDE
BEI
EISENBAHNZÜGEN.

VON
A. O. V.

Mit 57 Textfiguren und einer Tafel.

WIEN. PEST. LEIPZIG.
A. HARTLEBEN'S VERLAG.

Nr. 38
REC. EXPL



ÜBER DIE MITTEL
ZUR
VERMINDERUNG DER WIDERSTÄNDE
BEI
EISENBAHNZÜGEN.

VON
A. O. V.

Mit 57 Textfiguren und einer Tafel.



WIEN, PEST, LEIPZIG.
A. HARTLEBEN'S VERLAG.

1890.

Alle Rechte vorbehalten.



Druck von Friedrich Jasper in Wien.

V o r w o r t.

Vorliegendes Werkchen behandelt vier Aufgaben des technischen Eisenbahnwesens, welche weder in der Literatur noch in der Praxis genügende Beachtung geschweige denn ihre Erledigung gefunden haben.

Es sind dies die Ermittlung 1. der vortheilhaftesten Spurprofilirung, 2. des Werthes der Lenkachsigkeit der Wagen, 3. des Einflusses der Kuppelungen und 4. des der Buffer auf die Widerstände der Züge. — Die Lösungen dieser vier Aufgaben entspringen aus den gleichen Gesichtspunkten und laufen auf den gleichen Zweck, nämlich auf die Verminderung des Zugwiderstandes hinaus, wodurch sich der Titel dieser Schrift rechtfertigt.

Inhalts-Verzeichniss.

	Seite	Figur
Enleitung	1	
I. Die Spurprofilirung	3	1—23
II. Die Verschiebbarkeit der Achsen gegen den Wagenkasten rechtwinkelig zur Geleisrichtung . . .	24	24—27
III. Die Verschiebbarkeit der Achsen gegen die Fahrzeuge in der Geleisrichtung	28	28—39
IV. Einfluss der Stoss- und Zugapparate auf den Zugwiderstand	48	40—48
V. Ueber aussergewöhnliche Mittel zur Verminderung der Zugwiderstände	61	
VI. Weitere, für Beseitigung der Doppelbuffer sprechende Gründe	62	49—52
VII. Einfluss der Centralbuffer auf die Construction der Wagengestelle	67	53—57
VIII. Schluss	71	

Institute of Veterinary Medicine

The Institute of Veterinary Medicine is a leading institution in the field of veterinary research and education. It is dedicated to the advancement of knowledge and the improvement of animal health and welfare. The Institute's research programs cover a wide range of topics, including the diagnosis and treatment of diseases, the development of new drugs and vaccines, and the study of the behavior and physiology of animals. The Institute also provides a comprehensive range of educational programs for students, from undergraduate degrees to postgraduate research. The Institute's facilities are state-of-the-art, and it has a strong reputation for its high-quality research and teaching. The Institute's staff consists of leading experts in their fields, and it is a member of several international organizations. The Institute's work is funded by the government and by private donors. The Institute's research has led to many important discoveries, and its graduates are highly respected in the field of veterinary medicine. The Institute's commitment to excellence and its dedication to the advancement of the field of veterinary medicine make it a leading institution in the world.

Einleitung.

In neuerer Zeit haben sich mehrfach die Bemühungen wiederholt, Vorkehrungen zu finden, um diejenigen Zugwiderstände zu beseitigen, welche sich aus der unrichtigen Stellung der bewegten Fahrzeuge in den Geleisen ergeben.

Als »richtige Stellung« eines Fahrzeuges wird diejenige angesehen, welche der Bewegung desselben den geringsten Widerstand entgegensetzt.

Da von der Grösse des Zug-, beziehungsweise des Bewegungswiderstandes gleich schnell bewegter und gleich schwerer Fahrzeuge auch die Abnützung der Radreifen und Schienen, die Veränderung der Geleislage und die Sicherheit gegen Entgleisungen abhängt, so bildet der Widerstand allein das Merkmal und den Masstab für die Güte dieser Vorkehrungen.

Von Einfluss auf die richtige Stellung der Fahrzeuge im Geleise sind nun

- a) seitens der Fahrzeuge
 - 1. das Radreifenprofil,
 - 2. der Radstand, beziehungsweise die Einstellbarkeit der Achsen,
 - 3. die Verbindung der Fahrzeuge unter einander — die Zug- und Stossapparate;
- b) seitens des Geleises
 - 1. das Schienenprofil,
 - 2. die Form und Ausführung des Geleises.

Der Form nach unterscheiden wir gerade und gekrümmte Geleise, der Ausführung nach, soweit dieselbe die Stellung der

Achsen und die Bewegungswiderstände beeinflusst, Geleise mit geneigten und Geleise mit lothrechten Schienen.

Die Geleisform oder das Längenprofil ist die gegebene unveränderliche Grösse, nach welcher sich die Ausführung sowohl der Schienenbefestigung, als auch der Fahrzeuge zu richten hat.

Zum bei weitem grössten Theil ist nun das Geleisprofil geradlinig, mithin muss auch die Rücksicht, den Bewegungswiderstand der Fahrzeuge besonders auf der geraden Linie klein zu halten, im Allgemeinen dem Bestreben vorherrschen, die Zugkraft auch in den Curven zu vermindern, wenn beides nicht gleichzeitig erreichbar erscheint.

I. Die Spurprofilirung.

Als das erste Mittel zur Einschränkung des Zugwiderstandes ist betreffs der Schienenstellung die Ueberhöhung der äusseren Schiene und die Spurerweiterung in den Curven anzusehen.

Durch dasselbe soll dem Einflusse der Centrifugalkraft, welche die Spurkranzreibung zu vermehren strebt, entgegengewirkt werden.

Man darf annehmen, dass die bestehenden Regeln über die Verlegung der Curvengeleise die richtige Lösung für die Anwendung dieses Mittels enthalten, und dass noch weiter auftretende diesbezügliche Formeln einen durch die Erfahrung nachweisbaren Vorthail nicht bringen werden.

Ein zweites, auf denselben Zweck abzielendes Mittel besteht in der geneigten Stellung der Schienen, und zwar sowohl im geraden Geleise, wie in der Curve.

Dasselbe ist freilich auch zwecks Erhöhung der Stabilität der Schienen angewendet worden, weil man annahm, dass die Schienen den unvermeidlichen, durch die schlingernen Bewegungen verursachten horizontalen Stössen besser widerstehen würden, wenn sie derart schräg gestellt werden, dass die Resultante aus dem Schienendruck G und dem Horizontalschub S durch die Mittellinie der Schiene geht. (Fig. 1).

Weil ferner durch die Neigung des Schienenfusses ein Theil des Horizontalschubes aufgehoben wird, so sollten demzufolge auch die Schienenbefestigungen, wie Nägel etc., eine geringere Beanspruchung erfahren, somit auch den Spurerweiterungen möglichst entgegengewirkt werden.

Durch diese Schienenstellung wurde aber die nahezu horizontale Schienenkopffläche ebenfalls geneigt, und es ver-

schob sich bei cylindrischen Radreifen der Angriffspunkt des Verticaldruckes nach aussen, und die Resultante aus Verticaldruck und Horizontalschub ging daher nicht mehr durch die Mittellinie der Schiene.

Da man diesen Angriff der Kräfte für ungünstig hielt, so formte man den Radreifen konisch und machte die Conicität gleich der Schienenneigung.

Durch die konische Form des Radreifens glaubte man aber anfangs hauptsächlich eine erleichterte Bewegung der

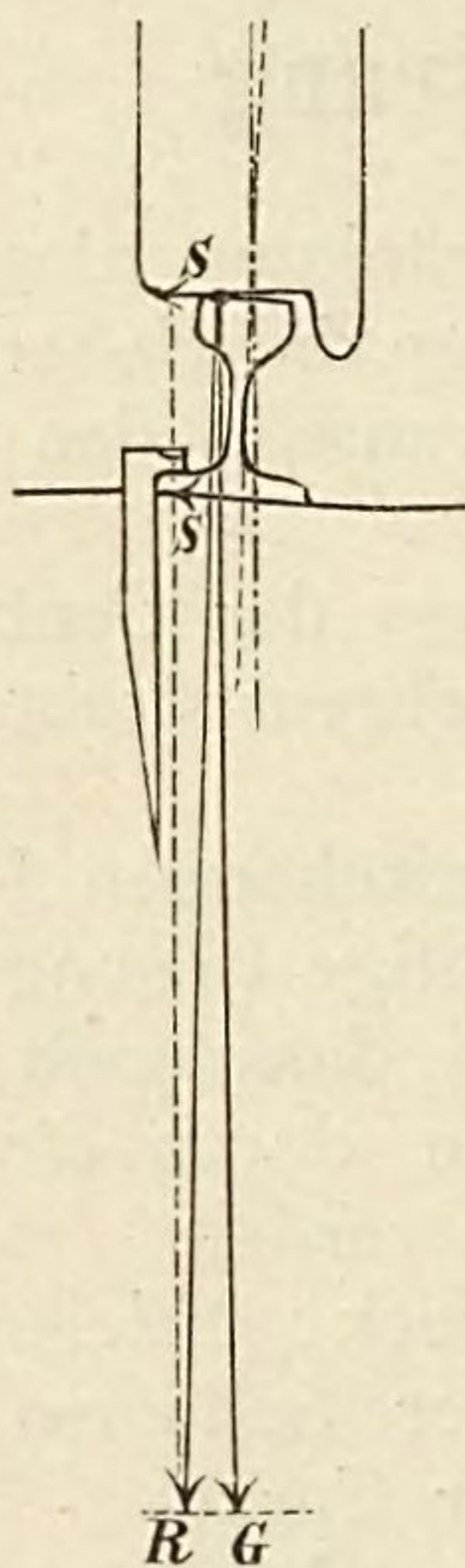


Fig. 1.

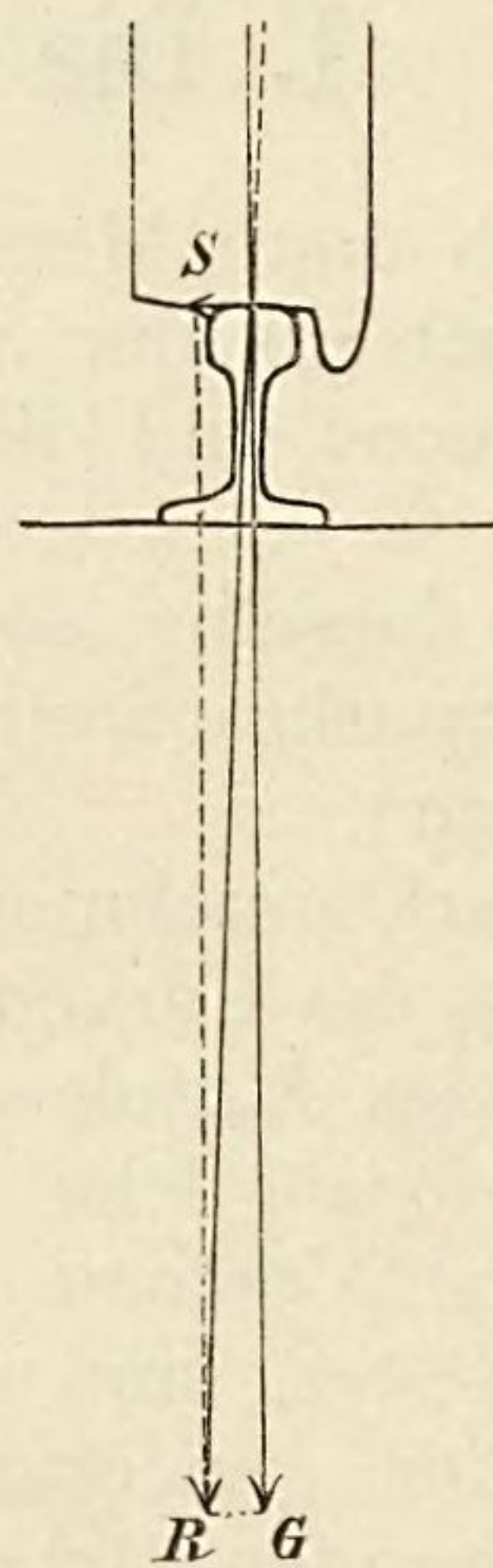


Fig. 2.

Fahrzeuge in den Curven zu erzielen, weil man annahm, dass die Centrifugalkraft sämtliche Achsen eines Wagens an die äussere Schiene drücken würde, wodurch das äussere Rad einer Achse auf einem angenähert und ebenso viel grösseren Durchmesser, wie der des inneren Rades, abrollen würde, als der grösseren Länge der äusseren Schiene gegen die innere entspricht.

Wöhler und Scheffler bewiesen aber, dass die Conicität der Radreifen für die Befahrung der Curven keinen Nutzen gewährt, weil trotz derselben durch die in den Zug- und Stossapparaten auftretenden Kräfte das äussere Rad der Vorderachse an die äussere Schiene und das innere Rad der

Hinterachse an die innere Schiene gepresst wird, wie Figur 3 verdeutlicht.

Dies galt natürlich nur für steifachsige Fahrzeuge. Wir möchten aber die Conicität der Radreifen in Curven auch bei lenkachsigen Fahrzeugen als nutzlos hinstellen, und zwar den Theorien zu Gefallen, welche die Ueberhöhung der Aussenschiene behandeln, und in denen von der Möglichkeit, dass die Centrifugalkraft ein Fahrzeug umkippen könnte, ganz ab-

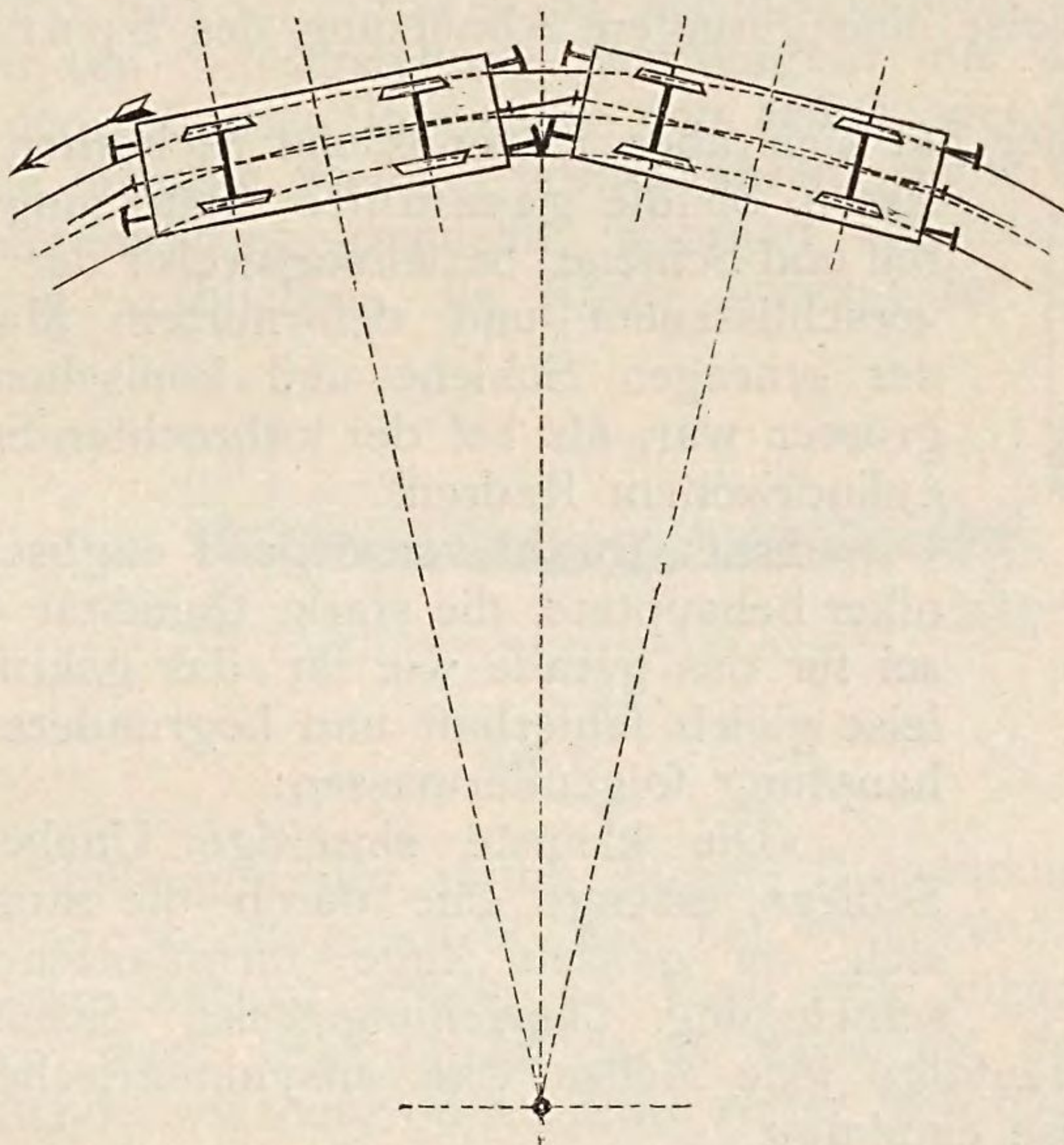


Fig. 3.

gesehen und nur die Erleichterung der Bewegung ins Auge gefasst ist.

Denn entweder wird durch die Schienenüberhöhung der Einfluss der Centrifugalkraft bei bestimmter mittlerer Zuggeschwindigkeit wirklich beseitigt, mithin der Druck der Räder gegen die Aussenschiene aufgehoben, und dann ist ein Abrollen der Räder auf ungleichen Durchmessern unter Vermeidung des Gleitens nicht zu erwarten, oder derselbe bleibt bestehen, und dann ist die Schienenüberhöhung überhaupt zwecklos.

Des fernerer sollte der Radkonus für das gerade Geleise den Zweck erfüllen, dass die Fahrzeuge weniger schlingern, und daher die Reibung des Spurkranzes vermindert wird.

Obwohl infolge der Abnutzung der Radreifen seine Conicität und der Schienenkopf seine ursprüngliche Form verliert und beide ungefähr nebenstehendes Profil annehmen (Fig. 4), so hat dennoch nach Ermittlungen der genannten und anderen Autoren der konische Radreif bei unsymmetrischem Schienenkopf und lothrechter Schiene im geraden Geleise eine geringere Abnutzung des Spurkranzes ergeben.

Leider hat sich aber nirgends mit Sicherheit ermitteln lassen, ob die gesammte Abnutzung von Radreif und Schiene, beziehungsweise der Verlust an verschlissenem und deformirtem Material bei der schrägen Schiene und konischem Radreif grösser war, als bei der lothrechten Schiene mit cylindrischem Radreif.

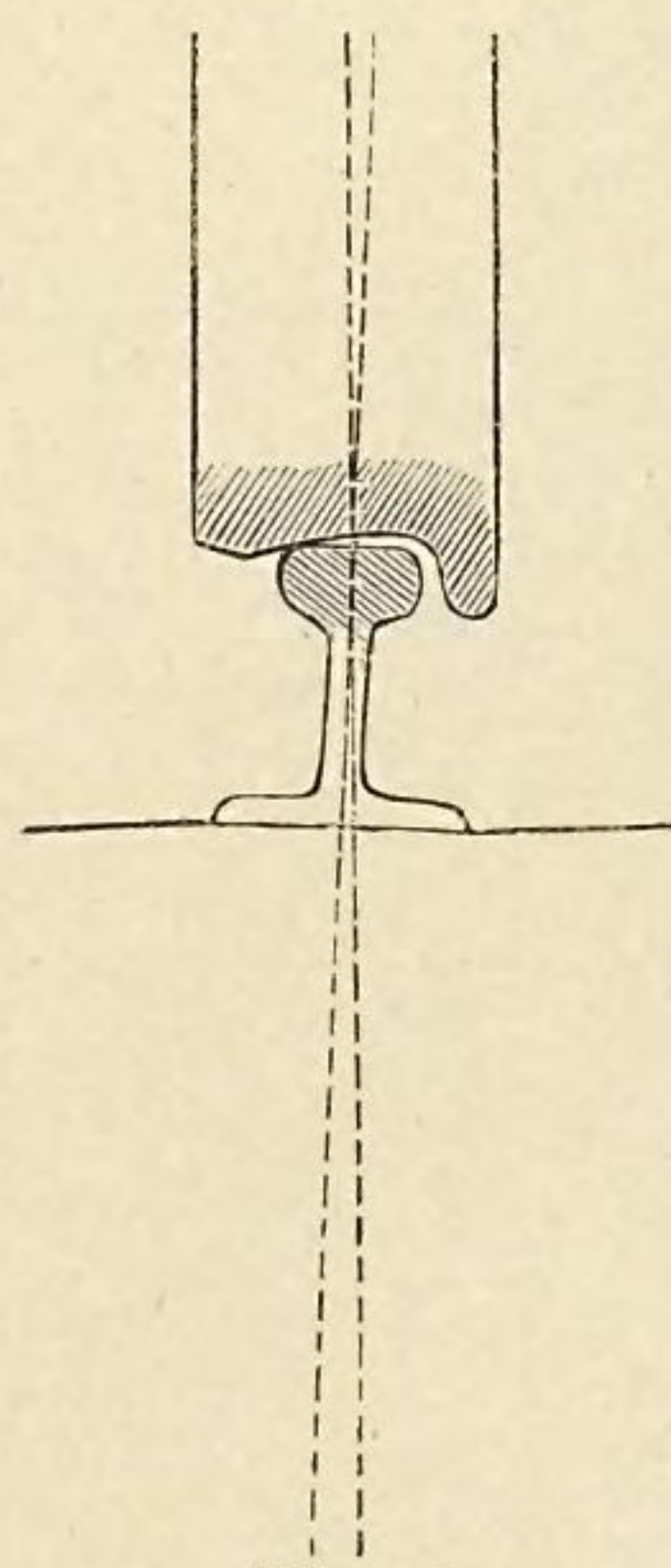


Fig. 4.

Eine Anzahl vorwiegend englischer Techniker behauptete, die starke Conicität der Reifen sei für das gerade wie für das gekrümmte Geleise gleich fehlerhaft und begründete diese Behauptung folgendermassen:

»Die kleinste einseitige Unebenheit der Schiene erzeugt eine durch die Stossapparate sich im ganzen Zuge fortpflanzende Seitenschwingung beziehungsweise Schlingerbewegung, derzufolge jede Achse eine unsymmetrische Stellung zum Geleise einnimmt.

Bei konischen Radreifen muss dann das eine Rad einer Achse auf einem grösseren Durchmesser abrollen als das andere, wodurch zum Theile gleitende Reibung zu überwinden ist.

Wegen der immerhin nur schwachen Conicität der Reifen kann die Achse infolge des eigenen Gewichtes nicht in die normale Stellung zurückfallen, sondern wird so lange in der unrichtigen Stellung verharren, bis sie durch eine weitere Schlingerbewegung in eine andere Lage geräth.

Das Rad hebt und senkt sich demnach fortwährend, und kommt von einer ungünstigen Stellung in die andere; es wird daher nicht nur die Lauffläche sehr schnell verschleissen,

sondern auch das Material des Schienenkopfes nach der Innenseite stark heruntergearbeitet, woraus sich die wulstigen Ansätze an allen Schienen erklären. Die sonst den Spurkranz und die Innenkante der Schienen treffende Abnützung überträgt sich daher auf die Laufläche beider.«

Die Meinungsverschiedenheit liegt unseres Erachtens in der Verschiedenheit der Auffassung über die Bewegung der Achse.

Die Erstgenannten nahmen meistens an, dass vermöge der Conicität und der durch sie bei der unsymmetrischen Achslage bewirkten Schrägstellung des Wagens die Räderpaare während der rollenden Bewegung von selbst oder mindestens eher in die normale Stellung zurückkehren, bevor dies durch äussere Veranlassung geschieht, während die letztgenannten der Ansicht verblieben, die Räder würden bei nicht ganz

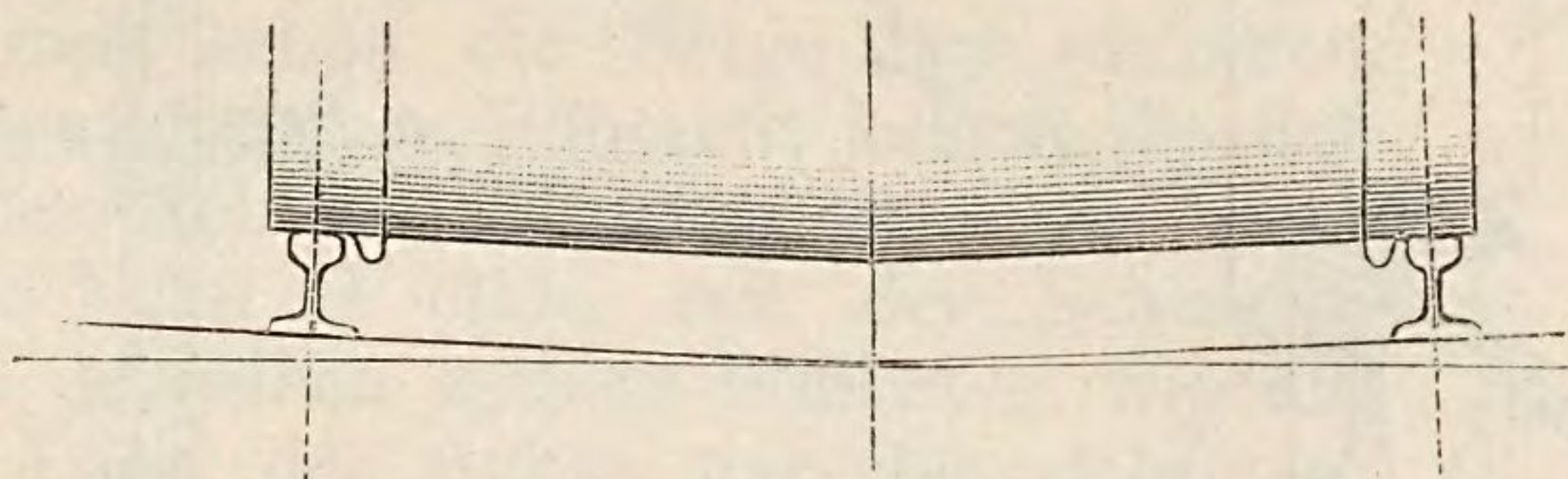


Fig. 5.

extremen Stellungen nur durch äussere Einwirkung aus der falschen Lage herausgebracht wie bei cylindrischen Reifen.

Welche Ansicht richtig ist, lässt sich allgemein nicht entscheiden, auch nicht einmal durch Versuche, da verschiedene Umstände, wie mehr oder minder starke Achsebelastungen, feuchte oder trockene Schienen verschieden auf das Verhalten der Räder wirken.

Nun ist die Praxis der Theorie, welche bei konischen Radreifen und lothrechter Schienenstellung einen unsymmetrischen Schienenkopf vorschreibt, nicht gefolgt, weil die damit bezweckte, aber in ihrer Grösse nicht nachgewiesene Bewegungserleichterung die Kostenersparniss nicht aufwog, welche sich aus dem Umlegen der sich nach der Innenseite stets stärker abnützenden Schienen bei Schienen mit symmetrischem Kopf ergab.

Die Anwendung des symmetrischen Schienenkopfes wurde daher als Grundbedingung für die Spurprofilirung angesehen.

In Anbetracht der zahlreichen diesbezüglichen Theorien gelangte man bald dahin, nur zwischen schräger Schiene mit konischem Radreif und lothrechter Schiene mit cylindrischem Radreif zu entscheiden.

Die am meisten verbreitete Ansicht, dass das Abrollen der Achse in einem Doppelkegel (vergl. Fig. 5) die naturgemässe grössere Sicherheit gegen Spurkranzreibung bietet und trotz gegentheiliger Beweisführung für die Befahrung von Curven doch nützlich sei, entschied für die erstere Vorkehrung.

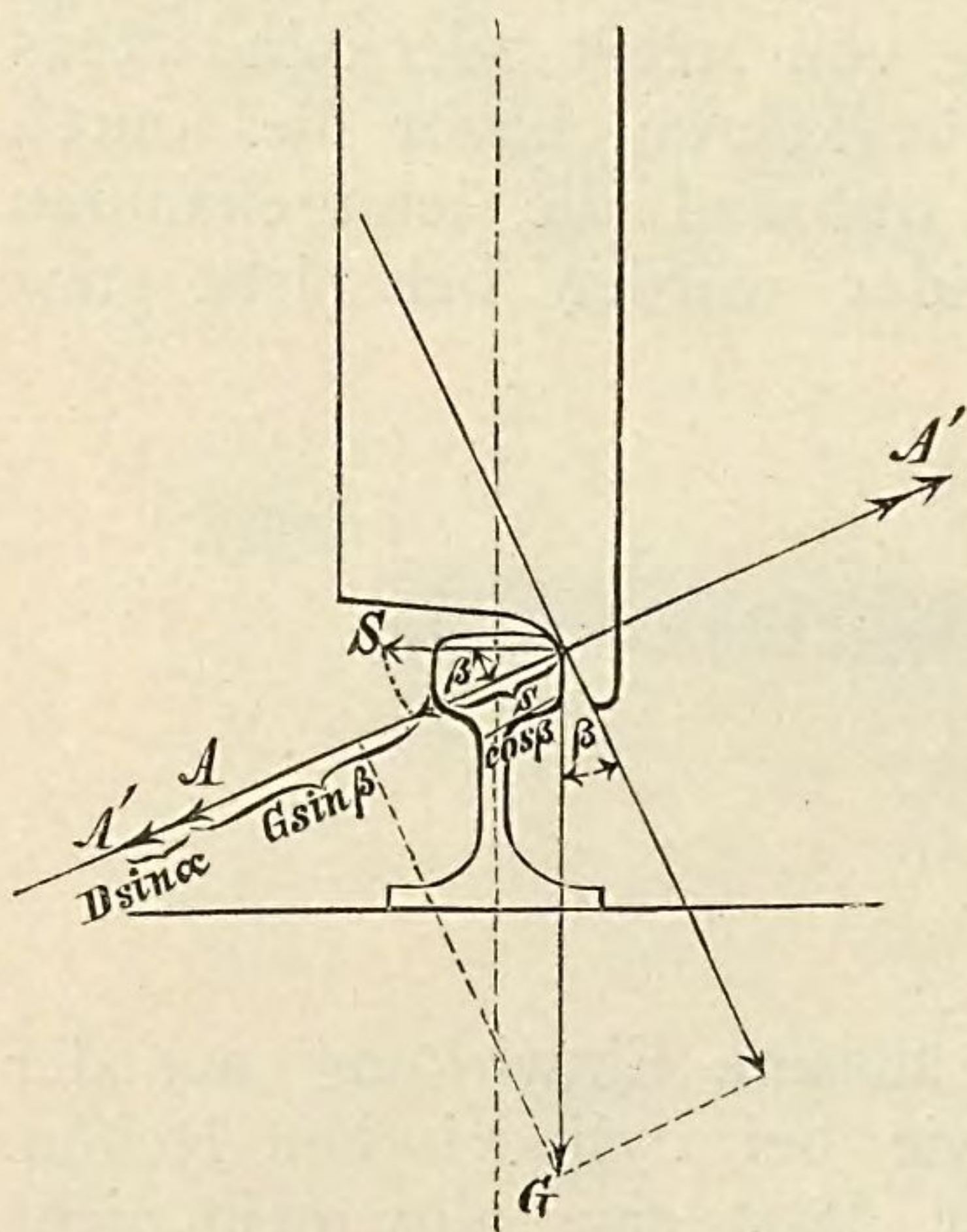


Fig. 6.

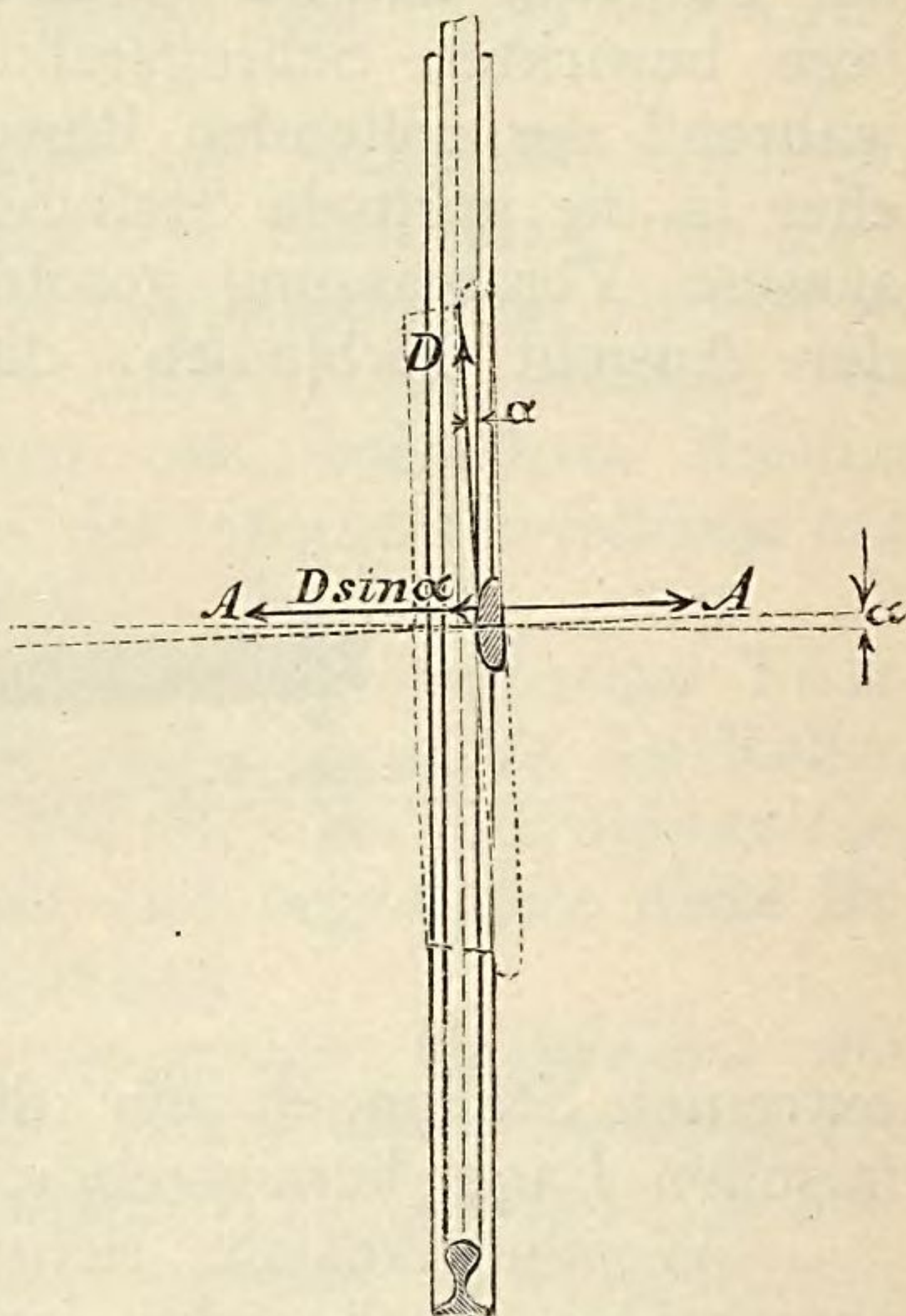


Fig. 7.

Die Gründe dieser Entscheidung sind neuerdings vielfach wieder verworfen worden, und zwar wegen der Belehrungen, die ein Referat von Schrey über einen in England gehaltenen Vortrag, betreffend »den Curvenwiderstand in Eisenbahngeleisen«, enthielt.

Dieses Referat unterwarf das dritte Mittel zur Herabminderung des Zugwiderstandes, bestehend in der geeigneten Form des Spurkranzes und seines Abstandes vom Schienenkopf einer scharfen Beleuchtung.

Das in ihm enthaltene Wort »Entgleisungs-Adhäsions-« für »Spurkranzreibungsdruck« weist treffend auf die die Bewegungshemmnisse herbeiführenden Grössen hin.

Der Entgleisungs-Adhäsions- oder Spurkranz-Reibungsdruck entsteht im geraden Geleise durch die Schlingerbewegung des Fahrzeuges, in der Curve ausserdem noch durch die unrichtige Mittellage der Achse zum Geleise und setzt sich, wie aus den die Berührung des Spurkranzes mit der Schiene darstellenden Figuren 6 und 7 ersichtlich ist, aus folgenden drei Kräften zusammen:

1. aus der horizontalen Schubkraft S , welche von dem Kraftmoment der Schlingerbewegung und in der Curvenstellung, ausserdem noch von der Seitencomponente der Zugkraft, wie von der Centrifugalkraft herrührt;

2. aus dem verticalen Raddruck G ;

3. aus einer Kraft D , welche beim sogenannten Anlaufen des Rades an die Schienen, also dann auftritt, wenn die Achse nicht rechtwinkelig zur Geleismittellinie steht, was in geringem Grade schon die Folge der kleinsten Schlingerbewegung, in höherem jedoch die der Stellung der Achsen in Curven ist.

Diese Kraft D bildet mit der Schienenlängsachse denselben spitzen Winkel α , wie die unrichtige Lage der Achse mit der richtigen. (Vergl. Fig. 7.)

Da nun theils wegen der Rauigkeit der Flächen, theils wegen der Compressibilität des Materials die Berührung von Spurkranz und Schienenkopf nicht in einem mathematischen Punkt geschieht, sondern in einer Fläche, so kann man als Entgleisungs-Adhäsionsdruck die Kraft bezeichnen, welche im Schwerpunkt und senkrecht zu dieser Fläche die Resultante dieser drei Kräfte bildet.

Die Lage dieser Fläche wird bestimmt einerseits durch die Tangente an die Schienenkopf- und Spurkranzcurve im Berührungspunkte beider, andererseits durch die Richtung der Anlaufkraft D . — Die Fläche wird daher die Schiene unter dem spitzen Winkel α schneiden, der Entgleisungs-Adhäsionsdruck A nicht normal zur Geleismittellinie, sondern normal zur Radebene stehen.

Daher wird die Entgleisungslinie auf dem Spurkranzkegel eine Schraubenlinie darstellen, deren Steigung $s = 2 r \pi \sin \alpha \sin \beta$

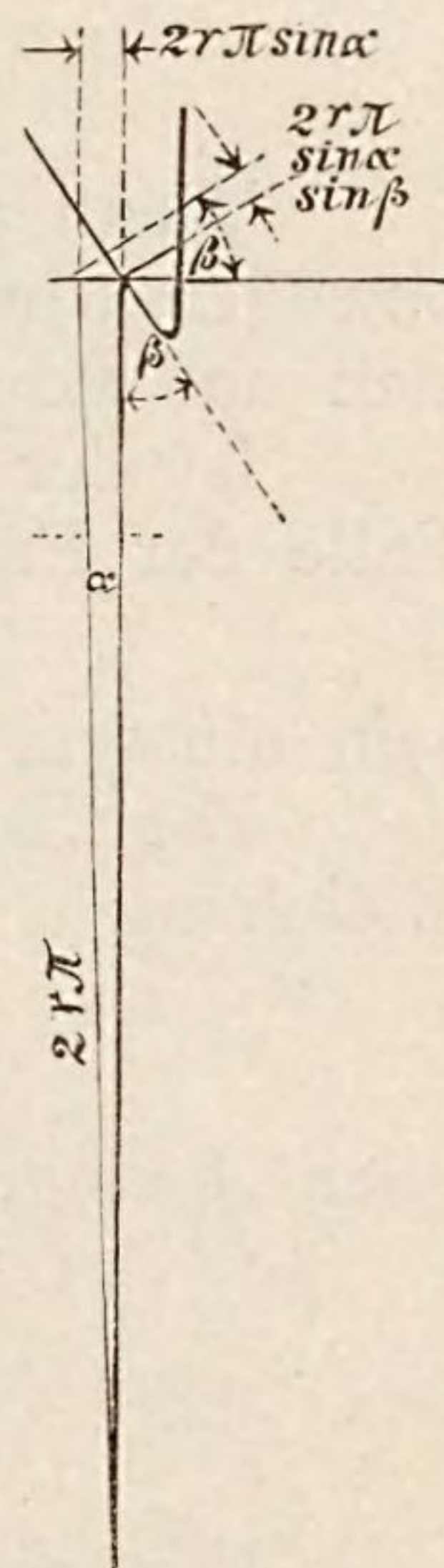


Fig. 8.

its (vergl. Fig. 8), vorausgesetzt, dass während der Entgleisung ein theilweises Senken des Rades nicht stattfindet. Hierdurch findet das Experiment von Mackenzie die bündigste Erklärung.

Die normal zur Radebene wirkende Adhäsionskraft A wird daher gleich

$$A = \frac{S}{\cos \beta} + G \sin \beta,$$

während der Adhäsionsdruck A' auf die Schienenflanke

$$A' = D \sin \alpha + \frac{S}{\cos \beta} + G \sin \beta \text{ ist.}$$

Wenn das Rad sich nur unter dem Einfluss der Kraft A bewegen würde, so würde es bei einer Umdrehung desselben sich um die Höhe $2 r \pi \sin \alpha \sin \beta$ heben.

Ist der Coëfficient der gleitenden Reibung f' , so wird im Falle der Entgleisung

$$A 2 r \pi f' \geq G \cdot 2 r \pi \sin \alpha \sin \beta$$

sein müssen.

Die Sicherung vor Entgleisung drückt demnach die Gleichung

$$f' < \frac{G \sin \alpha \cdot \sin \beta}{A}$$

oder A eingesetzt

$$f' < \frac{G \sin \alpha \cdot \sin \beta}{\frac{S}{\cos \beta} + G \sin \beta} \text{ aus.}$$

Für die absolute Grösse von β folgt aber, dass der Ausdruck:

$$\frac{G \sin \alpha \cdot \sin \beta}{\frac{S}{\cos \beta} + G \sin \beta} = \text{Min.}$$

sein muss.

Setzt man S gleich einem aliquoten Theil von G , also $S = \frac{G}{n}$, so lautet der Ausdruck

$$\frac{G \sin \alpha \cdot \sin \beta}{\frac{G}{n \cos \beta} + G \sin \beta} = \text{Min.}$$

Diesen Ausdruck mit $n \cos \beta$ multiplicirt und durch G dividirt, giebt

$$\frac{n \sin \alpha \cdot \sin \beta \cos \beta}{1 + n \sin \beta \cos \beta} = \text{Min.}$$

oder umgekehrt

$$\frac{1 + n \sin \beta \cos \beta}{n \sin \alpha \cdot \sin \beta \cos \beta} = \text{Max.}$$

Diesen Bruch ausdividirt, giebt

$$\begin{aligned} \frac{1}{\sin \alpha} + \frac{1}{n \sin \alpha \sin \beta \cos \beta} &= \text{Max.} = \\ = \frac{1}{\sin \alpha} + \left(1 + \frac{1}{n \sin \beta \cos \beta} \right) &= \text{Max.} \end{aligned}$$

Nun ist $\sin \alpha$ in Bezug auf β constant, so dass zu setzen ist

$$\frac{1}{n \sin \beta \cos \beta} = \text{Max.}$$

Da nun auch n constant ist, so ist

$$\frac{1}{\sin \beta \cos \beta} = \text{Max.}$$

zu setzen, oder

$$\begin{aligned} \frac{2}{\sin 2\beta} &= \text{Max. oder} \\ = \frac{2}{\sin 2\beta} &= \text{Max., beziehungsweise } \sin 2\beta = \text{Min.} \end{aligned}$$

Dies tritt ein, wenn $2\beta = 0$ oder 180° , also $\beta = \left(\frac{0}{2} \text{ oder } \frac{180}{2} \right) = 90^\circ$ ist,

d. h., wenn die Spurkranzfläche normal zur horizontalen Schubkraft S steht.

Folglich wird der Entgleisungsdruck am geringsten, wenn die Entgleisungsfläche lothrecht ist.

Dies lehrt schon die blosse Anschauung, da der Spurkranzdruck S bei jeder Neigung der Spurflanke um die Componente $G \sin \beta$ des Belastungsdruckes G vermehrt wird.

Obwohl schon an anderer Stelle die Bewegung der Achse in dem Schienengeleise mit der einer gespurten Walze in einer Rinne verglichen worden ist, so wiederholen wir diesen Vergleich der Klarheit wegen.

Eine Walze wird bei senkrechter Spur einen geringeren Widerstand ergeben, als bei schräger Spur. (Vergl. Fig. 9.)

Wenn aber die Rinne gekrümmt wird, so muss die

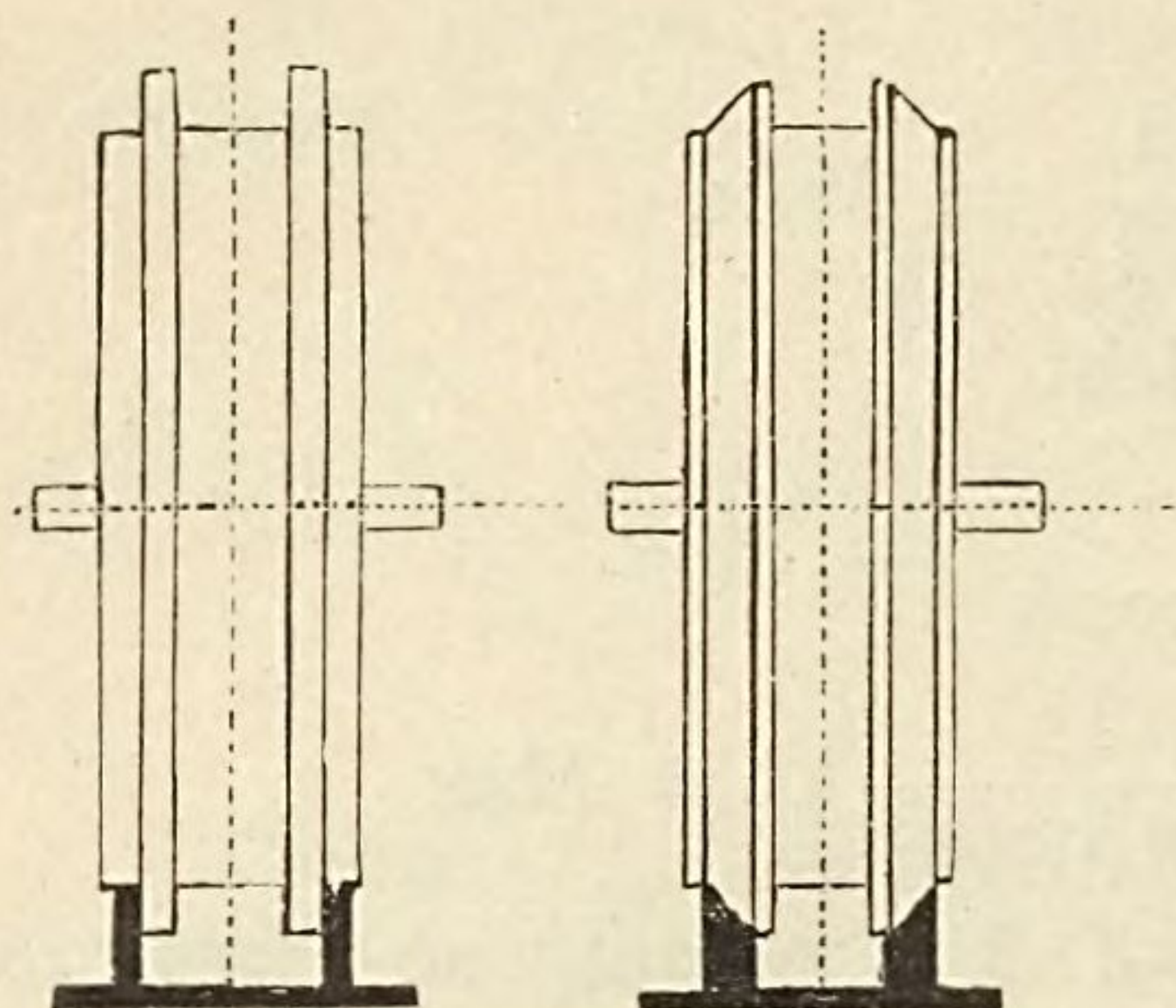


Fig. 9.

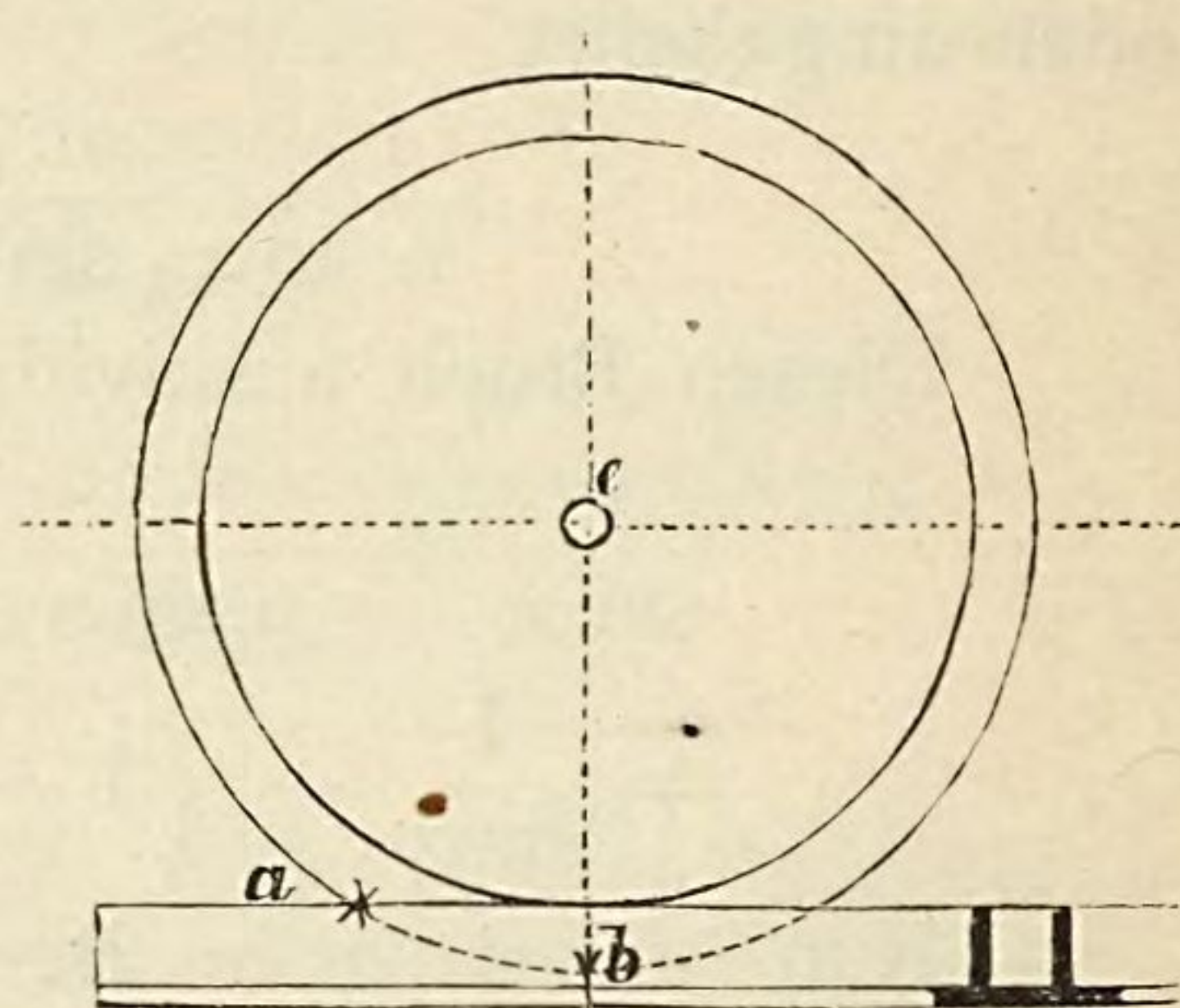


Fig. 10.

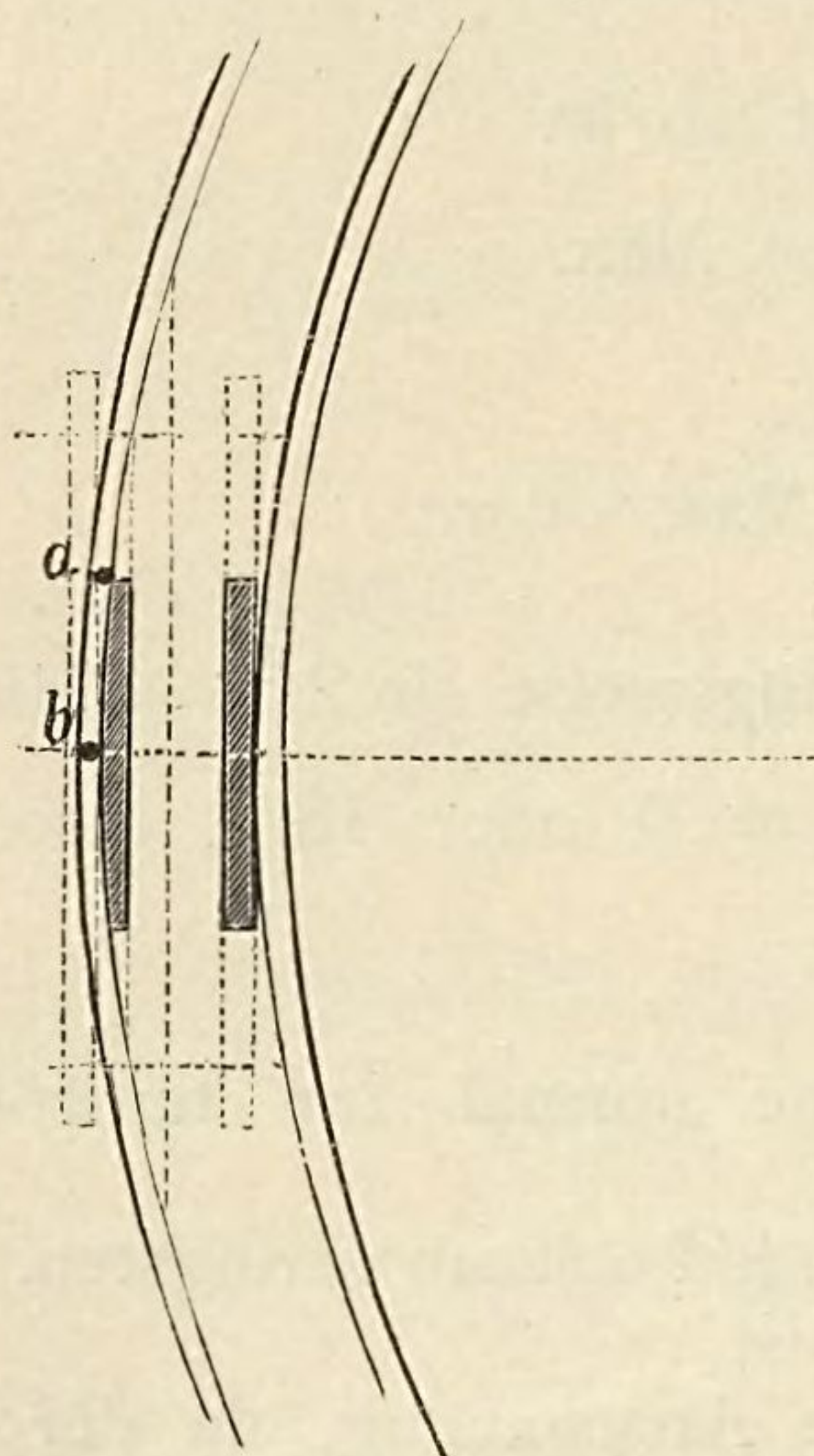


Fig. 11.

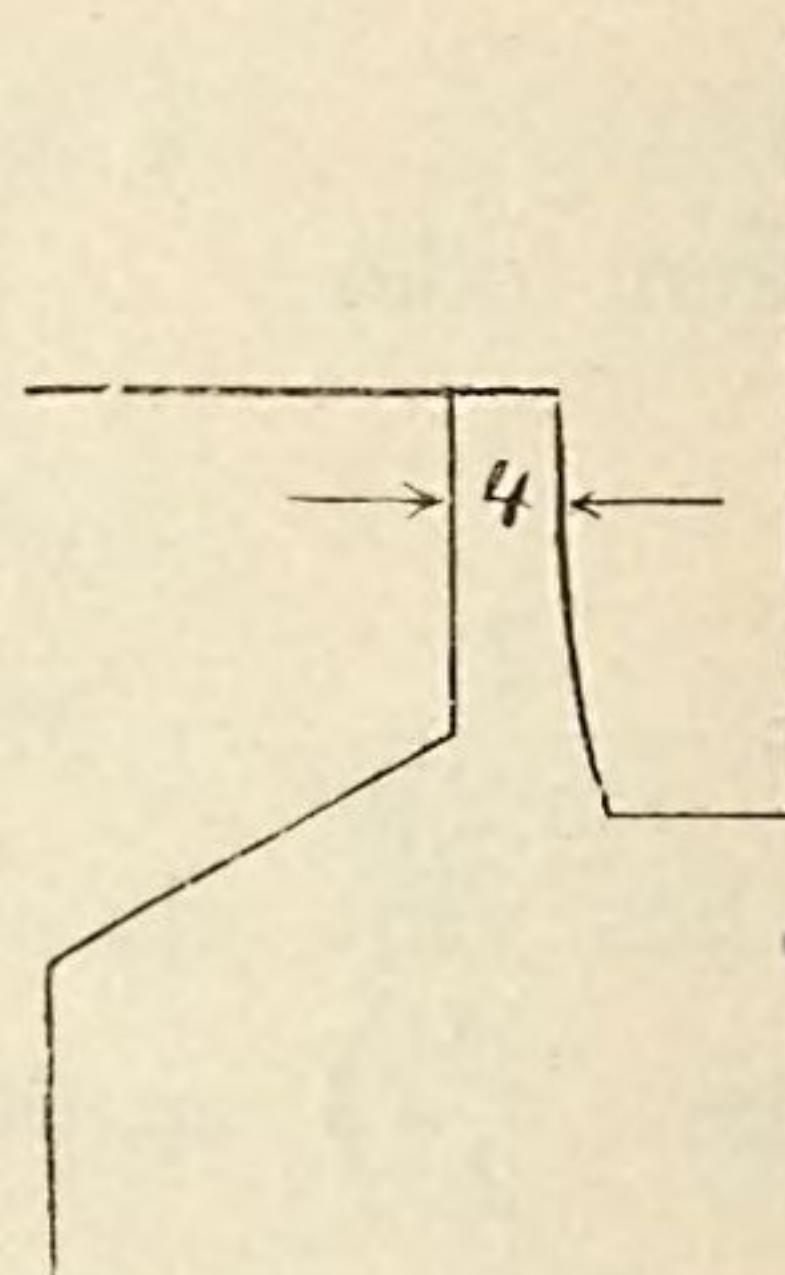


Fig. 11 a.

Spurflanke der Walze, um diese in der Rinne weiter bewegen zu können, nach der convexen Seite des äusseren Rinnensteiges abgerundet sein. — Mathematisch genommen, muss die Abrundung nach einer Curve geschehen, welche gleich ist der

Projection der Durchdringungscurve ab zweier sich rechtwinkelig kreuzender Cylinder von den Radien des äusseren Curvensteiges und der Walze auf die die beiden Cylinderachsen aufnehmenden Fläche bc . (Vergl. Fig. 10 und 11.)

Diese Curvenabschrägung wird sich von der geraden und senkrechten Spurflanke wenig entfernen, sie wird aber schon etwas schräger, sobald eine schiefe Kreuzung der Cylinder angenommen wird, wie sie der schiefen Stellung der Achsen in den Curven entspricht.

Durch die derart construirte Form der Spurflanke wird auch bei dem Eisenbahnrade ein Schaben des Spurkranzes an der Schienenflanke verhindert.

Ferner sollen jedoch durch die Schrägung des Spurkranzes die seitlichen Unebenheiten des Geleises, z. B. an den Schienenstössen, möglichst unschädlich gemacht und ihrer Wirkung für stossweise Seitenbewegungen der Achse beraubt werden.

Demzufolge wird man die Spurkranzflanke so schräg zu gestalten haben, dass bei Berührung der Spurkranz- und Schienenflanke im Punkt b , der Punkt a des in Schienenkopfhöhe durch den Spurkranz gelegten Horizontalschnittes (vgl. Fig. 10 und 12) die grössten seitlichen Unebenheiten übergreift. Mit Rücksicht hierauf wird man die Neigung des Spurkranzes schon grösser gestalten müssen als wegen der vorbereiteten Gründe.

Um zu verhindern, dass bei Geleisverengungen die Schienen durch die Räder auseinander gepresst werden, müssen die Spurkränze seitlichen Spielraum erhalten, welcher sich aus der unvermeidlichen Spurdifferenz und der Ungenauigkeit der Radstellung auf der Achse ergibt und mindestens auf 4 Mm. auf jeder Seite zu bemessen ist. Mithin bestimmt sich die Form des Spurkranzes und sein Abstand

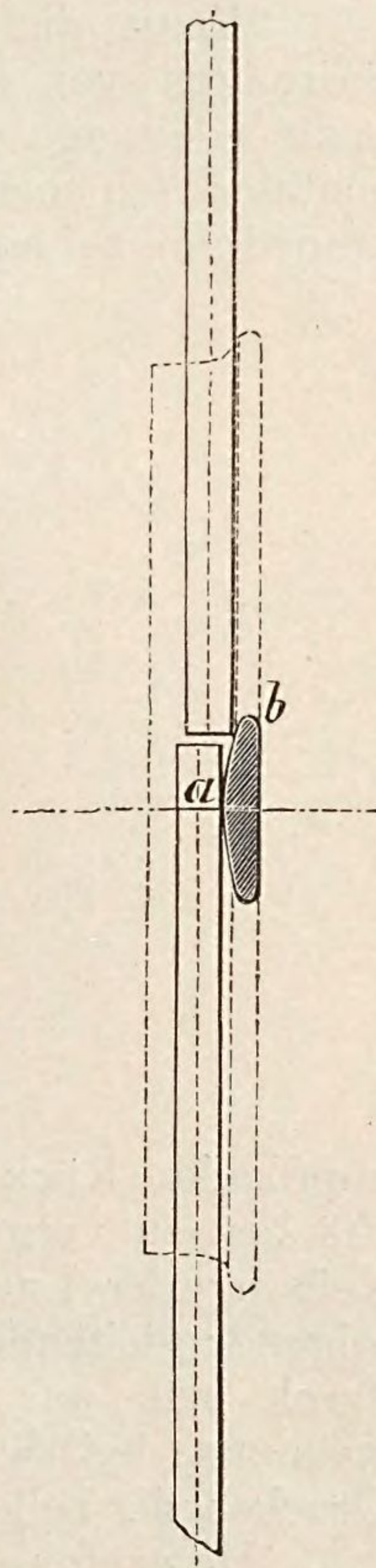


Fig. 12.

vom Schienenkopf wesentlich nach der Grösse der zulässigen Unebenheiten und nach den Geleisverengungen.

Zu der Form des Spurkranzes gesellt sich als vierte, den Bewegungswiderstand der Achse beeinflussende Vorkehrung der Uebergang der Lauffläche zum Spurkranz wie der der Schienenkopffläche zur Schienenflanke.

Wenn die Bewegung eines Rades ohne andauernde Störungen vor sich ginge, so würde man nur auf genaue, ohne Gleitung erfolgende Abrollung des Rades bei horizontaler Schienenkopf- und Lauffläche und auf geringen Spurkranzdruck bei angenähert lothrechter Spurkranz- und Schienen-

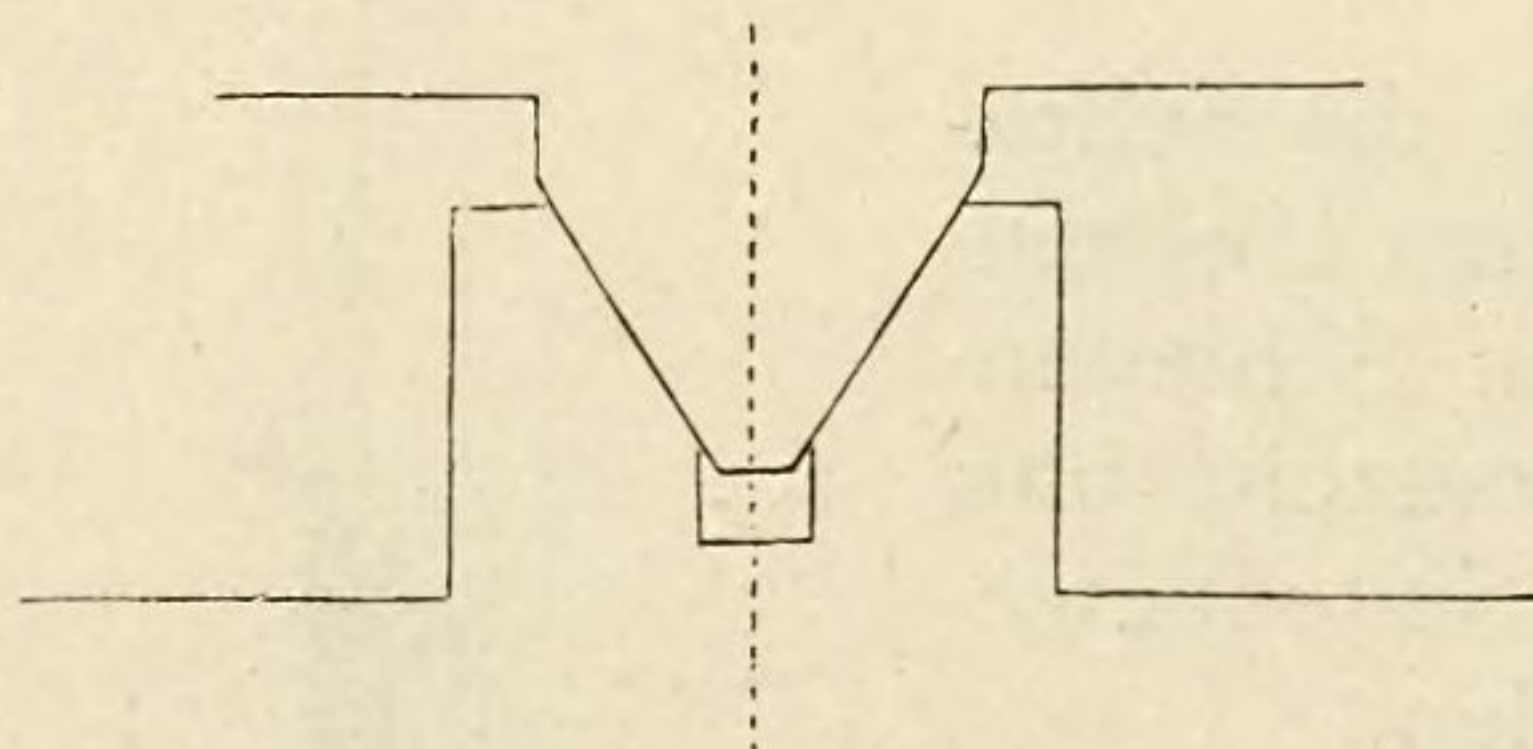


Fig. 15.

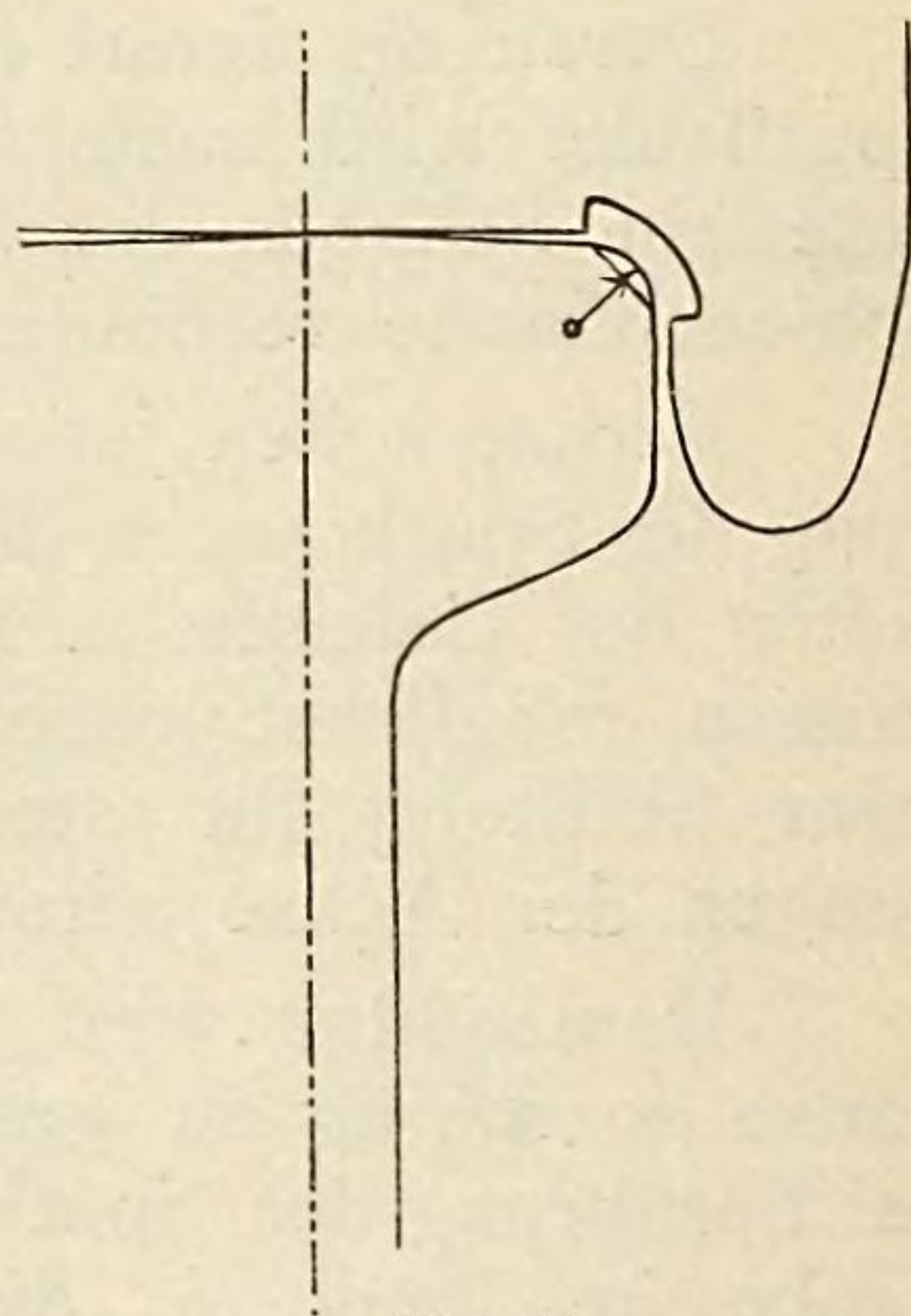


Fig. 14.

kopfflanke Rücksicht zu nehmen, eine Ueberführung beider Flächen zu vermeiden haben (vgl. Fig. 14), damit die rollende Reibung der Laufflächen und die unter minimalem Druck erfolgende gleitende Reibung des Spurkranzes nicht ersetzt wird, durch eine aus rollender und gleitender zusammengesetzte Reibung, bei welcher der Gleitungsdruck auf Kosten des Druckes der rollenden Reibung vergrössert ist.

Demzufolge würde man auch hier, wie bei denjenigen Maschinenelementen (Reibungsräder-Prismenführungen), bei welchen den Reibungsflächen auch nach ihrer Abnützung stets derselbe Reibungsdruck gesichert bleiben soll, Hohlräume nach Figur 14 vorzusehen haben.

Diese Form der Spur würde im geraden Geleise berechtigt sein, wenn man es nur mit den von den kleinen Un-

ebenheiten der Bahn und des Rades herrührenden Schlingerbewegungen zu thun hätte, welche nur einen sehr geringen Seitenschub und ein Anlaufen des Spurkranzes während kurzer Zeitperioden verursachen.

Die grösseren Unebenheiten des Geleises, wie Schienensenkungen und Curven, wie auch die einseitige Belastung der Fahrzeuge und ungenaue Justirung der Achsgabeln bewirken aber ein beständiges Anlaufen des Spurkranzes unter stark erhöhtem Druck und wird trotz des relativ geringen Spur-

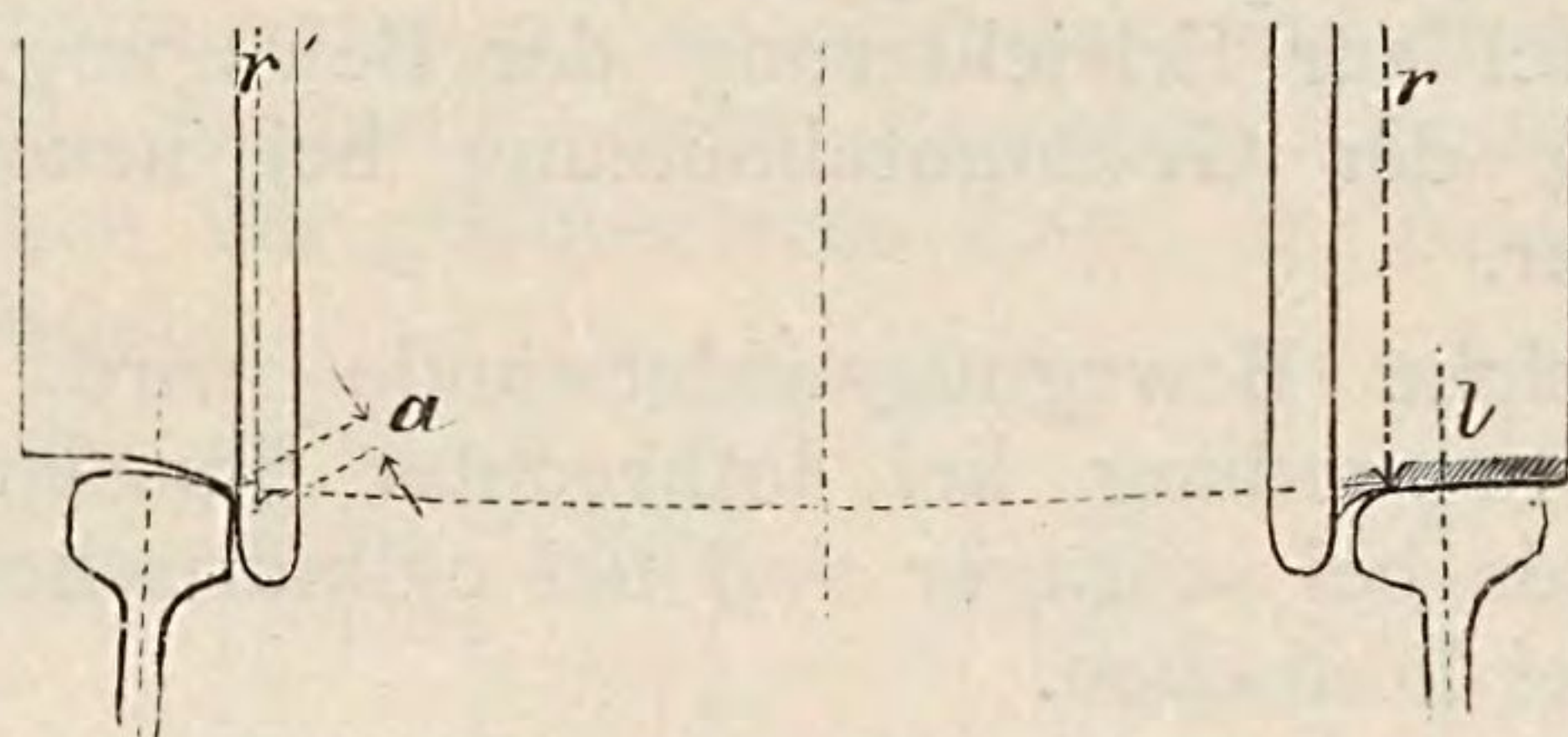


Fig. 15,

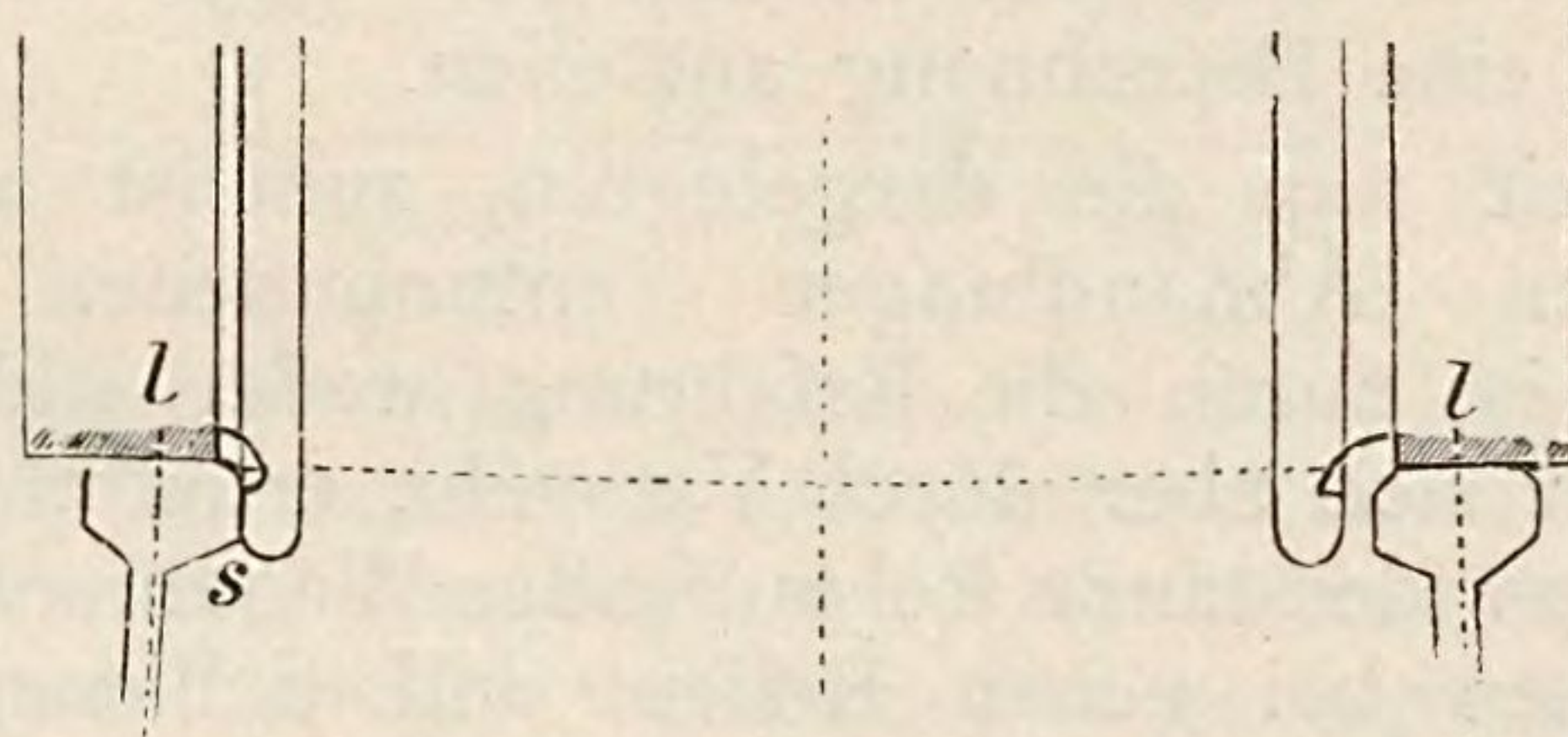


Fig. 16.

kranz-Reibungsdruckes im Spurkranz ein grösserer Widerstand auftreten als in den Lauflächen.

Soll nun der Spurflankenwiderstand auf Kosten des Lauflächenwiderstandes vermindert werden, so müssen die Hohlräume aufgegeben und Spur- und Laufläche durch eine Abrundung verbunden werden, auf welcher bei ständigem, aber in seiner Stärke wechselndem Seitenschub die Bewegung des Rades erfolgen kann.

Durch diese Ausrundung wird, wie erwähnt, der gesamte Schienenwiderstand wie die Gesamtabnützung vergrössert, weil die Reibung auf dem Flächendifferential a (vgl.

Fig. 15) des einen Rades plus der Reibung auf der Lauffläche l des andern, theils wegen des hohen Gleitungsdruckes in a , theils wegen der ungleichen Radien r und r' grösser sein muss, als die Reibung auf beiden Laufflächen l (vgl. Fig. 16) plus derjenigen am Spurkranz bei s .

Die Abnützung des Spurkranzes wird aber bei der nach Figur 16 geformten Spur geringer sein als bei der der Figur 15 entsprechenden.

Daher ist die Ausrundung nur als Ausgleicher der Abnützung zwischen Spurflanke und Lauffläche anzusehen aber nicht als Mittel zur Erleichterung der Bewegung, bezw. der Verminderung der Gesamtabnützung bei neuer nicht abgenützter Spur.

Für gleiche Bewegungswiderstände wird daher der Radius der Ausrundung bei lothrechter Spurflanke grösser sein müssen als bei schräger und bei cylindrischen Radreifen grösser als bei konischen.

Ueber die genaue Bemessung des Radius lässt sich ebensowenig wie über die Grösse der dafür massgebenden Schubkraft S eine Berechnung anstellen.

Wie weit nun die dargelegten, zumeist aus früheren diesbezüglichen Abhandlungen entnommenen Ansichten richtig sind, ist durch die Erfahrung weder widerlegt noch bestätigt, lässt sich aber durch Versuche ermitteln, bei denen die Bewegungswiderstände frei laufender Wagen unterschiedlich der Spurformen bei neuen Reifen und Schienen gemessen werden.

Diese Versuche werden sich erstrecken müssen auf:

1 a. Konische Radreifen ($\frac{1}{20}$) mit schräger Spurflanke ($\frac{1}{3}$) und kleiner Ausrundung (r rd. 10 Mm.) für geneigte Schienen mit gewölbtem Kopf (Punktberührung);

1 b. desgleichen mit flachem Schienenkopf (Linienberührung);

2 a. cylindrische Radreifen mit lothrechter Spurflanke (r rd. 20 Mm.) bei lothrechter Schiene und gewölbtem Kopf (Punktberührung);

2 b. desgleichen mit flachem Schienenkopf (Linienberührung); und als Extrem:

3. auf cylindrische Radreifen mit nahezu lothrechter Spurflanke ($\frac{1}{5}$) mit Hohlraum bei lothrechter Schiene.

Der Radius der Abrundung des Schienenkopfes würde sich ergeben aus der Differenz des Abrundungshalbmessers des Radreifens und dem Abstand zwischen Spur- und Schienenflanke.

Der Unterschied zwischen Punktberührung und Linienberührung ist darum getroffen, weil einerseits behauptet wird, dass die Erstere wie die in der Figur 17 veranschaulichte Rolle eine geringere rollende Reibung ergibt als die letztere in Figur 18 dargestellte walzenförmige Spur; andererseits aber der walzenförmigen Spur deswegen der Vorzug gegeben wird, weil bei dieser die Abnützung weniger schnell eingeleitet und die den Schlingerbewegungen widerstehende gleitende Reibung grösser wird, wodurch dann die etwa vermehrte rollende Reibung wegen der gesicherteren Lage der Achse reichlichen Ausgleich findet.

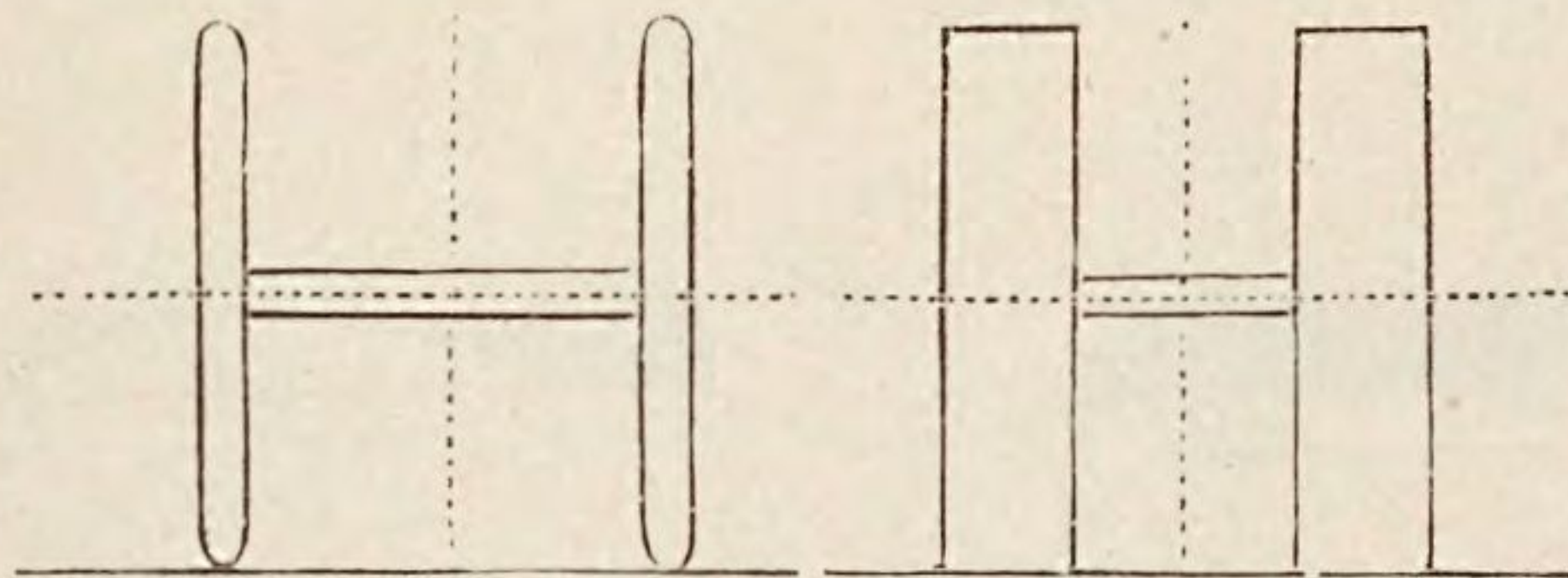


Fig. 17.

Fig. 18.

Die Versuche müssen ausser in der Geraden, auch in schärferen Curven von etwa 200 Meter Radius erfolgen.

Als Resultat derselben wird erwartet, dass man dasjenige Spurprofil erhält, welches den geringsten Bewegungswiderstand bei neuen Schienen und Reifen ergibt. — Wir nennen dasselbe das ideale Spurprofil.

Diesen Versuchen werden sich aber auch die Beobachtungen im dauernden Betriebe anzuschliessen haben, aus welchen die Abnützung der Spurprofile ersichtlich wird.

Zu dem Behufe müssten freilich 4 Versuchsstrecken für die unter 1 a und 1 b, 2 a und 2 b angeführten Spurprofile (das unter 3 bezeichnete wäre hierbei wieder ausser Acht zu lassen) eingerichtet werden, wozu sich neue Zweigbahnlinien mit geringem Güter- und starkem Personenverkehr eignen, an denen man ohne Opfer die Beobachtungen an neuen Schienen und Personenwagen-Radreifen vorbereiten könnte.

Als Ergebniss dieser Beobachtungen wird gefordert, dass man von den angeführten 4 Spurprofilen dasjenige erhält,

welches sich dem idealen Spurprofil dann am meisten nähert, nachdem die Radreifen die Hälfte der Abnutzung erfahren haben, welche die Aussetzung der Räder behufs ihrer Abdrehung erforderlich macht. Für den Schienenkopf würde das nach der halben Lagerperiode bestehende Profil gelten.

Daraus wird man rückwärts das Spurprofil für neue Reifen feststellen, welches die geringste Zugkraft während der zwischen zwei Abdrehungen liegenden Zeit ergibt, und welches nicht nothwendiger Weise das ideale Spurprofil zu sein braucht.

Weil sich das erstgenannte Spurprofil durch Abnutzung dem idealen Spurprofil nähert, heisse es das »ideale Abnutzungsprofil«.

Dasselbe würde ohne Weiteres Anwendung zu finden haben, wenn man nicht mit dem Material- und Arbeitsaufwand

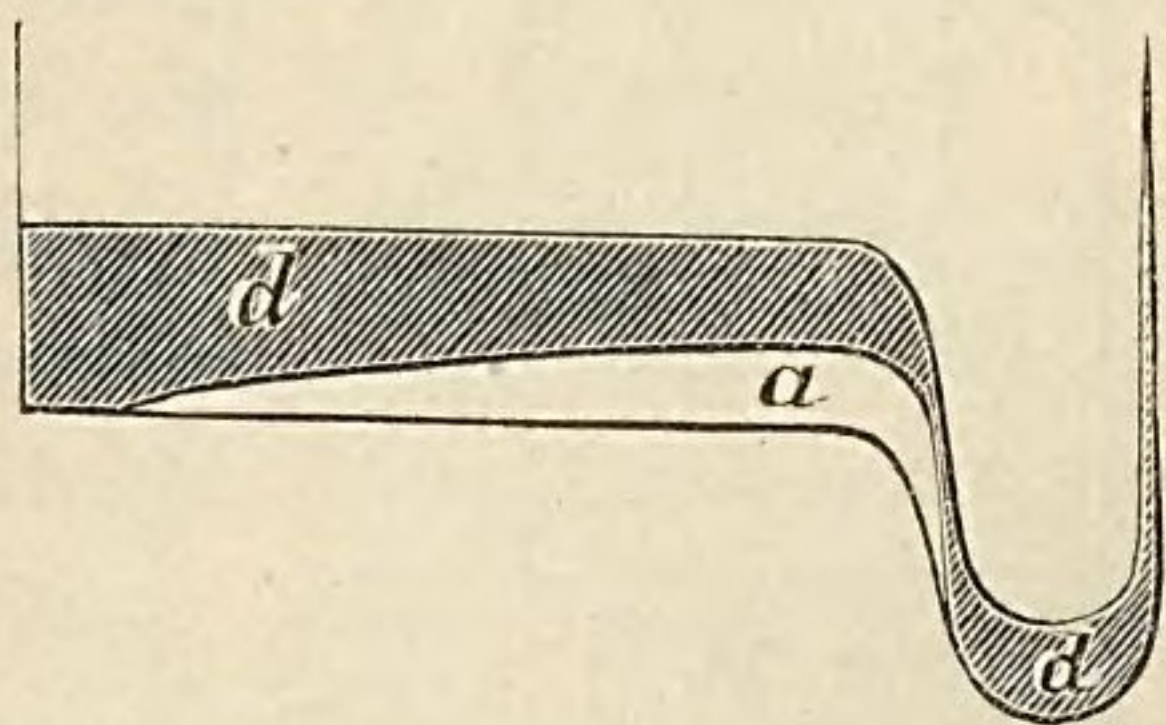


Fig. 19.

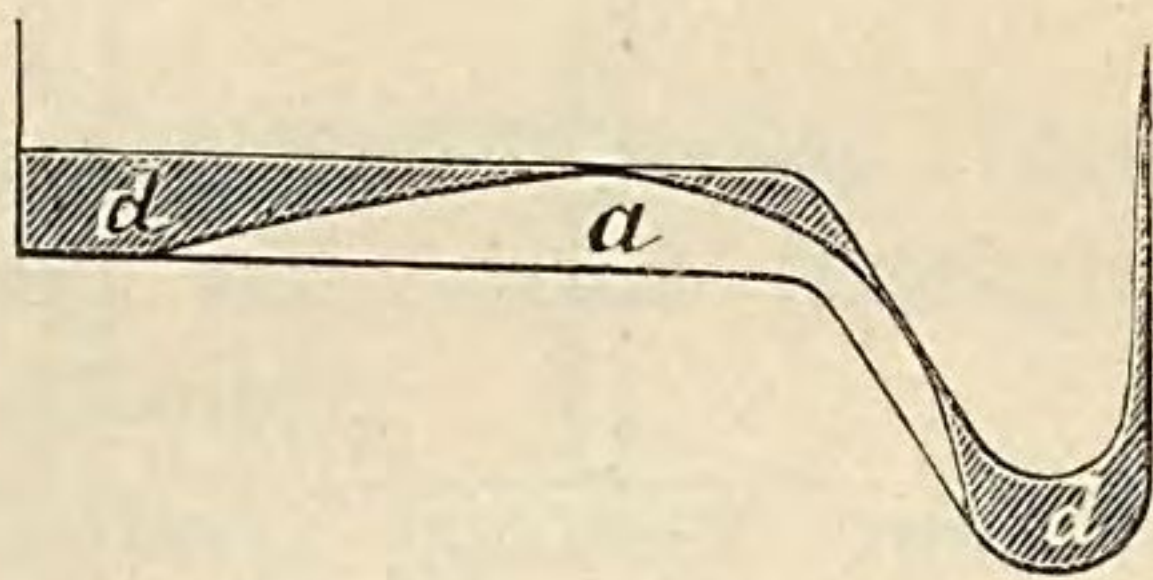


Fig. 20.

bei der Abdrehung der abgelaufenen Radreifen bis zur Wiederherstellung des idealen Abnutzungsprofils zu rechnen hätte. Denn ebenso, wie man sich der Materialersparniss wegen gezwungen sah, den einseitigen Schienenkopf mit flacher Flankenkrümmung durch den symmetrischen zu ersetzen, kann auch die Materialersparniss an den Radreifen bis zu gewissen Grenzen eine Abweichung der Spur von dem idealen Abnutzungsprofil gebieten.

Wird zum Beispiel angenommen, dass letzteres etwa nach Figur 19 ausfällt, einen nahezu lothrechten Spurkranz besitzt und die Abnutzungsfläche *a* die gezeichnete Form erhält, so wird, trotzdem der Spurkranz nur wenig verschlissen ist, zur Herstellung des anfänglichen Profils der ganze durch die Fläche *d* angedeutete Theil des Reifens abgedreht werden müssen, während bei schrägem Spurkranz, trotz der starken Abnutzung desselben, sich das anfängliche Profil nur unter geringem Materialverlust herstellen lässt.

Die durch das ideale Abnutzungsprofil erreichte Verminderung des Zug- und Bewegungswiderstandes wird demnach (wahrscheinlich!) durch bedeutenden Materialaufwand erkaufte und umgekehrt geschehen die durch die Schrägung des Spurkranzes erzielten Ersparnisse auf Kosten der Zugkraft.

Wird nun vorausgesetzt, dass die in Betracht kommenden Spurkranzneigungen sämtlich genügende Sicherheit gegen Entgleisungen bieten, so bleibt nur die Frage zu beantworten:

»Für welches Spurprofil ist das Verhältniss aus

$$\frac{\text{ersparten Zugkosten für 1 Million Tonnenkilometer pro 100 Achsen}}{\text{Material und Arbeitskosten an den für die genannte Leistung verwandten 100 Achsen}}$$

 (beziehungsweise $\frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \text{Werth}$) ein Maximum.«

Die Lösung der durch diese Frage gestellten Aufgabe bedingt zunächst Bezugsgrössen und als solche dürften zweckmässig die Zugkosten für 1 Million Tonnenkilometer und der Arbeits- und Materialaufwand anzunehmen sein, welcher sich bei dem normalem Spurprofil ergibt.

Sollte dieses Profil den Maximalwerth besitzen, so werden sich bei den übrigen Profilen negative Werthe herausstellen. Der Nenner des Bruches wird sich nun leicht ermitteln lassen, der Zähler dagegen nicht.

Nach unserer Ansicht könnte man aber aus den zur Ermittlung des idealen Spurprofiles vorzunehmenden Versuchen einen Anhalt gewinnen, um die Procente der durch das ideale Spurprofil, beziehungsweise Abnutzungsprofil herbeigeführten Zugkraftverminderung festzustellen.

Die ersparten Procente der Zugkraft lassen sich in Lastachsen-, beziehungsweise Tonnenkilometer umsetzen, welche man wegen der Kostenersparniss mehr zu fördern vermocht hätte.

Es würden alsdann die Kosten der während des Transportes von 1 Million Tonnenkilometer wegen der Zugkraftersparniss noch mehr leistbaren Tonnenkilometer im Zähler erscheinen.

Würde die Voraussetzung zutreffen, dass die beregten Versuche ein sicheres Resultat liefern, auf welches eine zuverlässige Berechnung der Zugkraftersparniss durch die geeigneten Spurprofile gegründet werden kann, so müsste man,

um genau zu verfahren, auch weiter die mittlere Abnützung bei (etwa 2) verschiedenen Spurkranzneigungen ausser bei der idealen und der bei den Normalien angewandten Neigung durch Versuche ermitteln.

Für jede Spurkranzschrägung würde die Ausrundung nach einem Radius zu erfolgen haben, welcher gleich ist dem Radius r des Schienenkopfes plus dem zulässigen Spielraum δ zwischen Schienenkopf und verticalen Spurkranzflanke.

Der Mittelpunkt der Reifen-Ausrundung würde mit dem Mittelpunkt der Schienenkopfabrundung in derselben Verticalen liegen. (Vgl. Fig. 21.)

Nach Vorstehendem besteht also der Weg, der mit Sicherheit zur Erreichung des vortheilhaftesten Spurprofiles führt

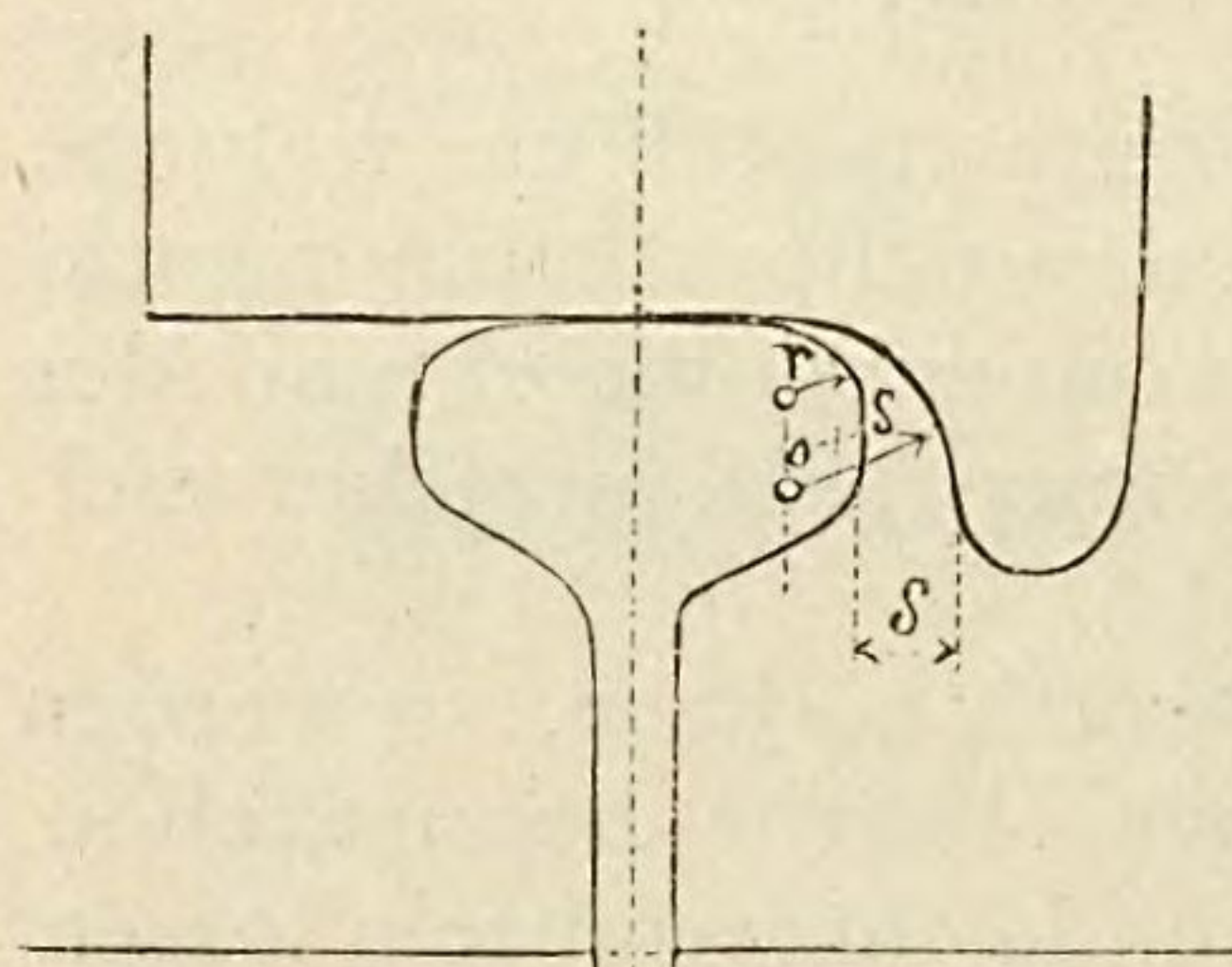


Fig. 21.

1. in den Versuchen zur Gewinnung des idealen Spurprofiles für den geringsten Bewegungswiderstand,

2. in der Beobachtung verschiedener Spurprofile während der Abnützung zur Ermittlung des idealen Abnützungsprofiles,

3. in der Feststellung des Werthes des idealen Abnützungsprofiles bezogen auf das normale Spurprofil,

4. in der durch Versuche und Rechnungen zu treffenden Ermittlung der Spurkranzneigung (bei der Ausrundung mit einem Radius von $r + \delta$), welche den Maximalwerth aus $\frac{\text{Zugkraftersparniss}}{\text{Material-etc. Aufwand}}$ ergibt, bei Annahme eines symmetrischen Schienenkopfes mit dem dem idealen Abnützungsprofil entsprechenden Radius der Ausrundung.

Von vornherein kann es zweifelhaft erscheinen, ob dieser Weg trotz seiner Weitschweifigkeit zur geforderten Klarheit führen wird, was von dem Ergebniss der unter 1 benannten Versuche abhängt.

Man ist in diesem Fall aber angewiesen, zunächst den Versuch mit den Versuchen zu machen.

So lange aber die Bemühungen, durch ein getheiltes Versuchsverfahren, zuverlässige Resultate zu gewinnen, sich nicht als vergeblich herausgestellt haben, liegt streng ge-

nommen kein Grund vor, ein summarisches Versuchsverfahren einzuschlagen, von dem man doch nur entferntere Genauigkeit erwarten kann.

Diese summarischen Versuche zur Ermittlung des »besten Spurprofiles« sind aber unlängst durch Erlässe des königlich preussischen Ministeriums der öffentlichen Arbeiten angebahnt, indem ein Vergleich der aus schräger Schiene mit konischem Radreifen und schrägem Spurkranz mit der aus lothrechter Schiene mit cylindrischem Radreif und lothrechtem Spurkranz gebildeten Spur vorgeschrieben ist.

Die Ursache, dass sich dieselben nur auf zwei Spuren erstrecken, führen wir auf die erwähnte Befürchtung wegen der Unzuverlässigkeit der Einzelversuche zurück.

Im Allgemeinen ist aber auch für die summarischen Versuche eine möglichst grosse Zahl der zu untersuchenden Profile angemessen, um aus dem extrem Schlechten um so sicherer auf das Richtige schliessen zu können.

Diese Erwägung könnte dahin führen, nun wieder von vorn allerhand Spurprofile zu versuchen, deren Unbrauchbarkeit bereits erwiesen ist.

Die Kostspieligkeit dieses Verfahrens dürfte aber dem Werth der Sache nicht entsprechen, so dass nur diejenigen Spurprofile zu prüfen wären, die ohne Kosten hergestellt werden können, also zunächst die Benützung derselben Schiene gestatten. Wird dabei gleich von der bereits verworfenen zu grossen (!) Neigung der Lauffläche und des Spurkranzes abgesehen, demnach die Verschiedenartigkeit der Reifenprofile in engen Grenzen gehalten, so erscheint die Beschränkung der Versuche auf die erwähnten beiden Spuren gerechtfertigt.

Dennoch halten wir es für begründet, ausser von den beiden angeführten Profilen noch ein drittes Spurprofil zu prüfen, bestehend aus cylindrischen Radreifen mit schräger Schiene, welches Figur 22 darstellt, und worauf hinzuweisen ein Hauptzweck der bis hierher geführten Arbeit war.

Die Stabilität der Schienen wird durch die mehr nach aussen erfolgte Verrückung der Kräfte nicht beeinträchtigt und nur der Schienensteg etwas ungünstiger beansprucht.

Dagegen wird die Abnützung des Radreifens mehr nach aussen verlegt, sich mithin in der Nähe des Spurkranzes vermindern. Der Spurkranz selbst wird ähnlich wie bei lothrechter

Flanke mehr der gleitenden Reibung ausgesetzt sein und sich zunächst nur bei *c* mit der Schiene berühren.

Durch die Abnützung des Reifens wird sich später der Berührungspunkt des Spurkranzes mit der Schiene mehr nach der Lauffläche zu verschieben, wo der Abnützung mehr Material entgegensteht. Die Abrundungen werden weniger angegriffen werden, weil die Linienberührung der Laufflächen auf eine grössere Länge stattfindet.

Nach Abnützung der Lauffläche wird der Reifen wegen seines ungenützten äusseren Theiles eine Rille bilden, welche vortheilhaft sein kann, weil die äussere Erhöhung des Reifens

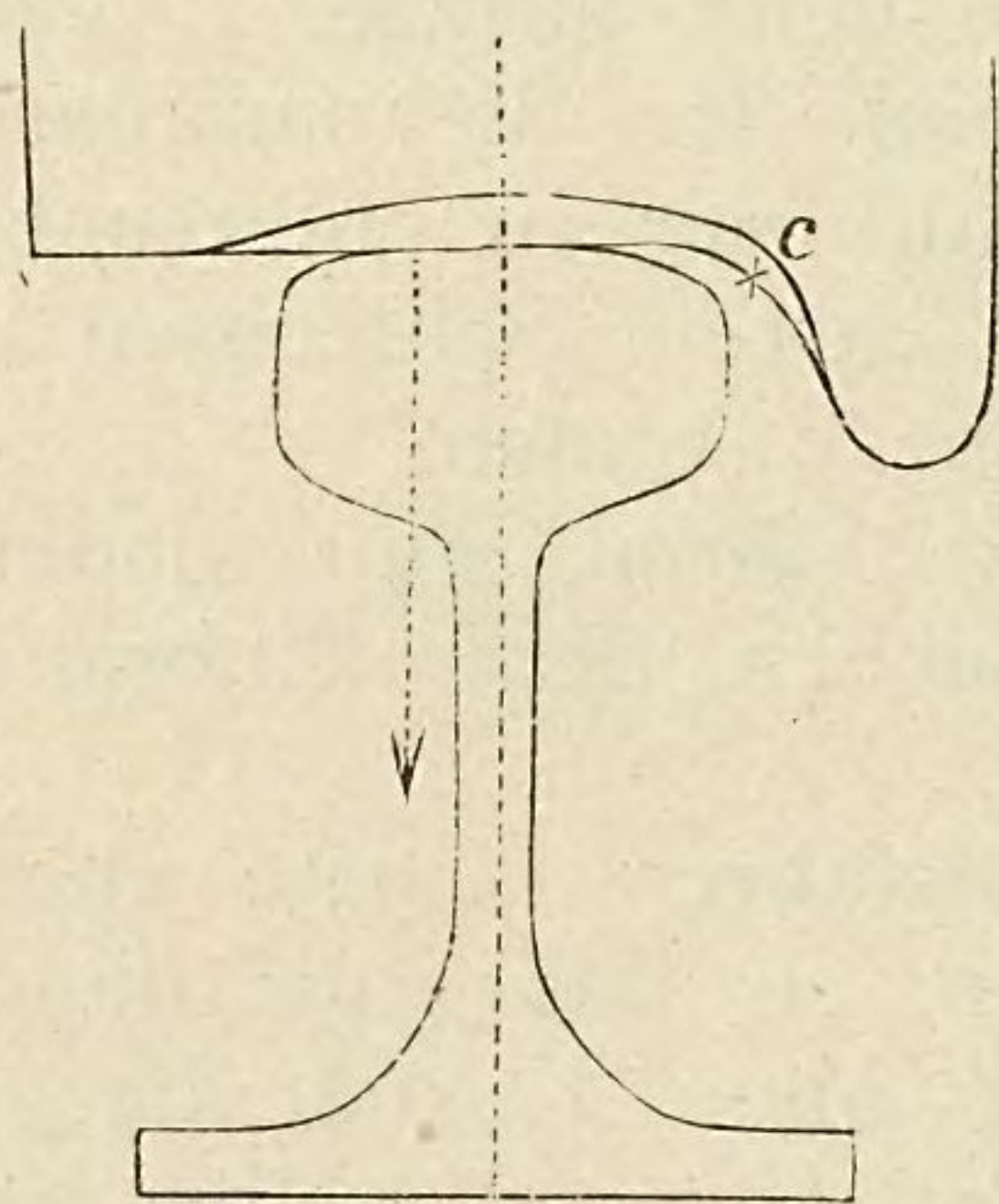


Fig. 22.

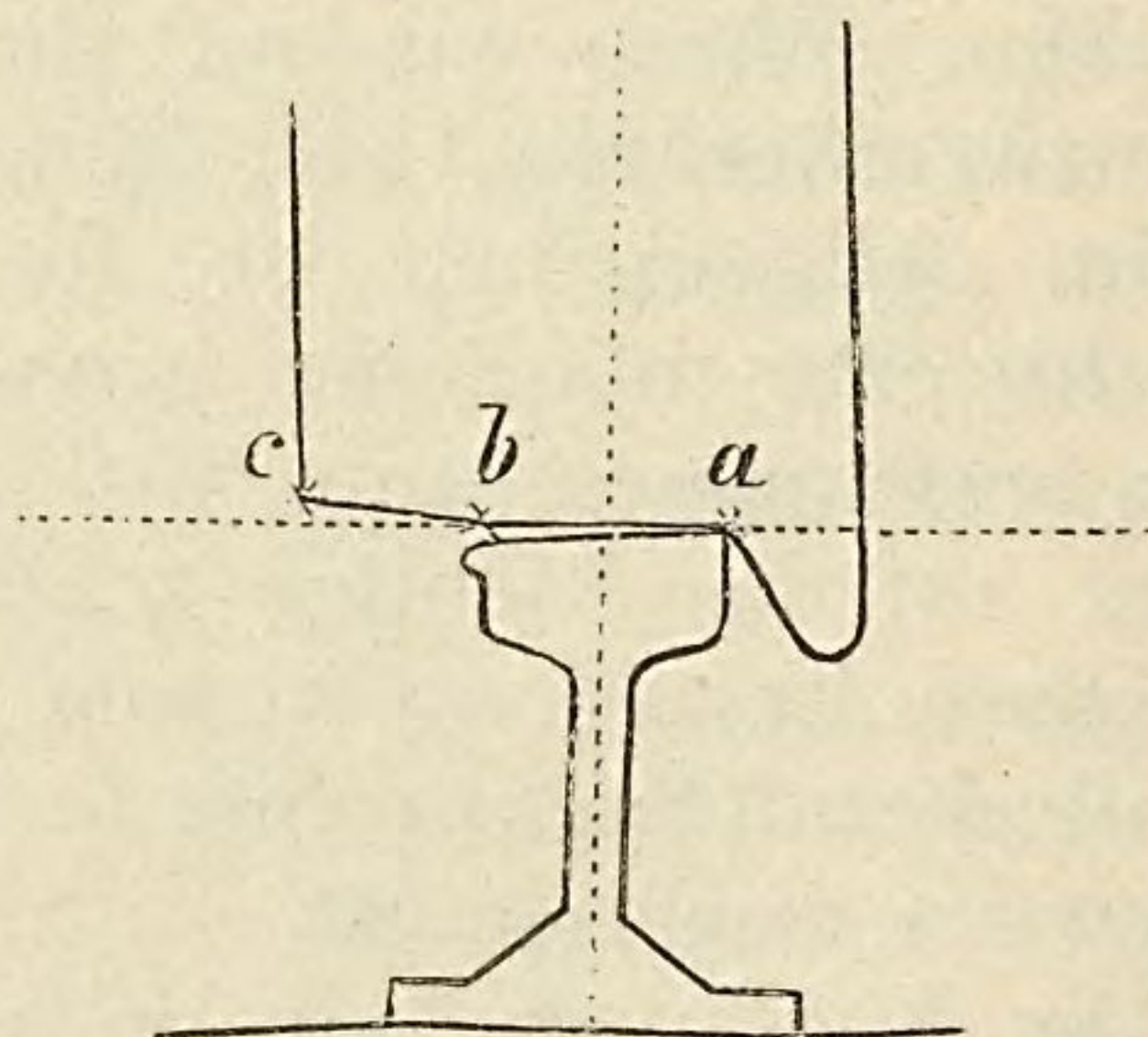


Fig. 23.

dem Spurkranz des anderen Rades zu Hilfe kommt, und gewissermassen einen zweiten Spurkranz bildet, der jedoch das Passiren der Herzstücke gestattet.

Der Verschleiss des Schienenkopfes wird weniger einseitig, weshalb die Schienen länger in derselben Lage verbleiben können.

Sobald ferner die Schiene wegen der an der Innenkante entstandenen Wülste und Abblätterungen umgewendet werden muss, wird sie in der neuen Stellung das verhältnissmässig günstigste Profil zeigen, weil die nach Innen kommende Aussenkante weniger hoch geblieben ist wie gewöhnlich, so dass die dem Radreifen anfänglich sehr schädliche Form der umgelegten Schiene (vgl. Fig. 23) schneller so weit herunter

geschlissen sein wird, dass der Radreifen nicht mehr auf der Hohlkehle, sondern auf der Lauffläche rollt.

Gerade der Uebelstand, dass sich durch das Umlegen der Schienen die Spurprofile sehr ungünstig gestalten, könnte gegen das Umlegen selbst, mithin gegen symmetrischen Schienenkopf einnehmen, wenn man dabei ausser Acht lässt, dass auch bei dem unsymmetrischen Schienenkopf mit flacher Abrundung ($r = 30$ Mm.) sich das Profil nach längerer Benützung verschlechtert und die Verwendungsdauer einer derartigen Schiene sich ungefähr um die Hälfte der Zeit verringert als die symmetrische nach dem Umlegen noch aushält; dass ferner die Walzung symmetrischer Schienen ein billigeres und besseres Material ergibt, die Festigkeits- und Befestigungsverhältnisse bei denselben sich wesentlich günstiger gestalten, wodurch auch ihr Werth als Altmaterial erhöht wird.

Die Spur mit schräger Schiene und cylindrischem Reifen wird eine kleine Annäherung an das Wöhlert'sche Spurprofil bilden, welch' letzteres wiederum dem idealen Abnutzungsprofil sehr nahe kommen dürfte.

Des Ferneren dürfte es rathsam erscheinen, die zweite Schrägung bc im normalen Spurprofil nicht mehr anzuwenden, da diese doch vorzugsweise unter der widerlegten Ansicht geschaffen war, dass die verstärkte Conicität der Reifen die Curvenbefahrung erleichtere.

Wenn auch das Verhalten der aus »cylindrischen Radreifen mit schräger Schiene« gebildeten Spur einen Vorzug derselben nicht nachweisen sollte, so würde man aus demselben doch schliessen können, ob die »cylindrischen Reifen mit gerader Schiene« gegenüber den »konischen Reifen mit schräger Schiene« nicht nachtheilig oder vortheilhaft sind, im Fall der directe Vergleich der letztgenannten Spuren einen Unterschied nicht erkennen lässt.

Diese Erkenntniss würde aber die Vereinfachung des Oberbaues nach sich ziehen, indem überall lothrechte Schienen eingeführt werden könnten. Die Verminderung der Stabilität wegen des Verlustes der Schienenfussneigung würde auf billigere Weise durch die Constructionsverstärkungen ersetzt werden können.

Daher ist mit der Auffindung des für die Bewegung günstigsten Spurprofiles auch die der billigsten Herstellung des Oberbaues verbunden.

II. Die Verschiebbarkeit der Achsen gegen den Wagenkasten rechtwinkelig zur Geleisrichtung.

Die Spur der Fahrzeuge kann die Einschränkung des Zugwiderstandes nur insoferne herbeiführen, als durch ihre Form die Wirkungen der auf Verschiebung der Achsen sich äussernden Kräfte auf das geringste Mass zurückgeführt werden.

Die weitere Aufgabe, die unrichtige Stellung der Achsen zu verhindern, besteht daher theils in der Abschwächung der vom Wagengestell übertragenen Kraftwirkungen, theils in der Verminderung der Kräfte selbst.

Die durch die Zug- und Stossapparate in das Wagengestell eingeleiteten Kräfte werden durch die Achsbüchsen auf die Achsen übertragen, wie auch umgekehrt die durch die Unebenheiten des Geleises auf die Achsen ausgeübten Stösse durch diese auf den Wagenkasten übergehen.

Wäre nun die Achsbüchse absolut fest auf der Achse und in den Achsgabeln gelagert, so würden einerseits die Zug- und Stosskräfte sich unmittelbar den Achsen mittheilen und die letzteren mit heftiger Bewegung aus der normalen Stellung geworfen werden, und andererseits die auf die Achsen ausgeübten Stösse sich mit voller Stärke auf den Wagenkasten übertragen.

Die störende Bewegung des Fahrzeuges würde sich damit vergrössern und somit auch der Zugwiderstand.

Als Mittel, die störende Bewegung zu verringern, dienen die zwischen den Achslagern und Achsschenkelbunden den Achsgabeln und Achsgabelführungs-

leisten vorgesehenen Spielräume, welche somit als fünfte Vorkehrung zur Beschränkung des Bewegungswiderstandes anzusehen sind.

Der Spielraum a in den Achsschenkeln bewirkt demnach, dass die Schwingungen des Wagenkastens sich nur mit der Stärke auf die Achsen übertragen, welche der in der Längsrichtung auftretenden Achsschenkelreibung entspricht. Die Achsschenkelreibung bildet daher einen Buffer für die Schlingkräfte.

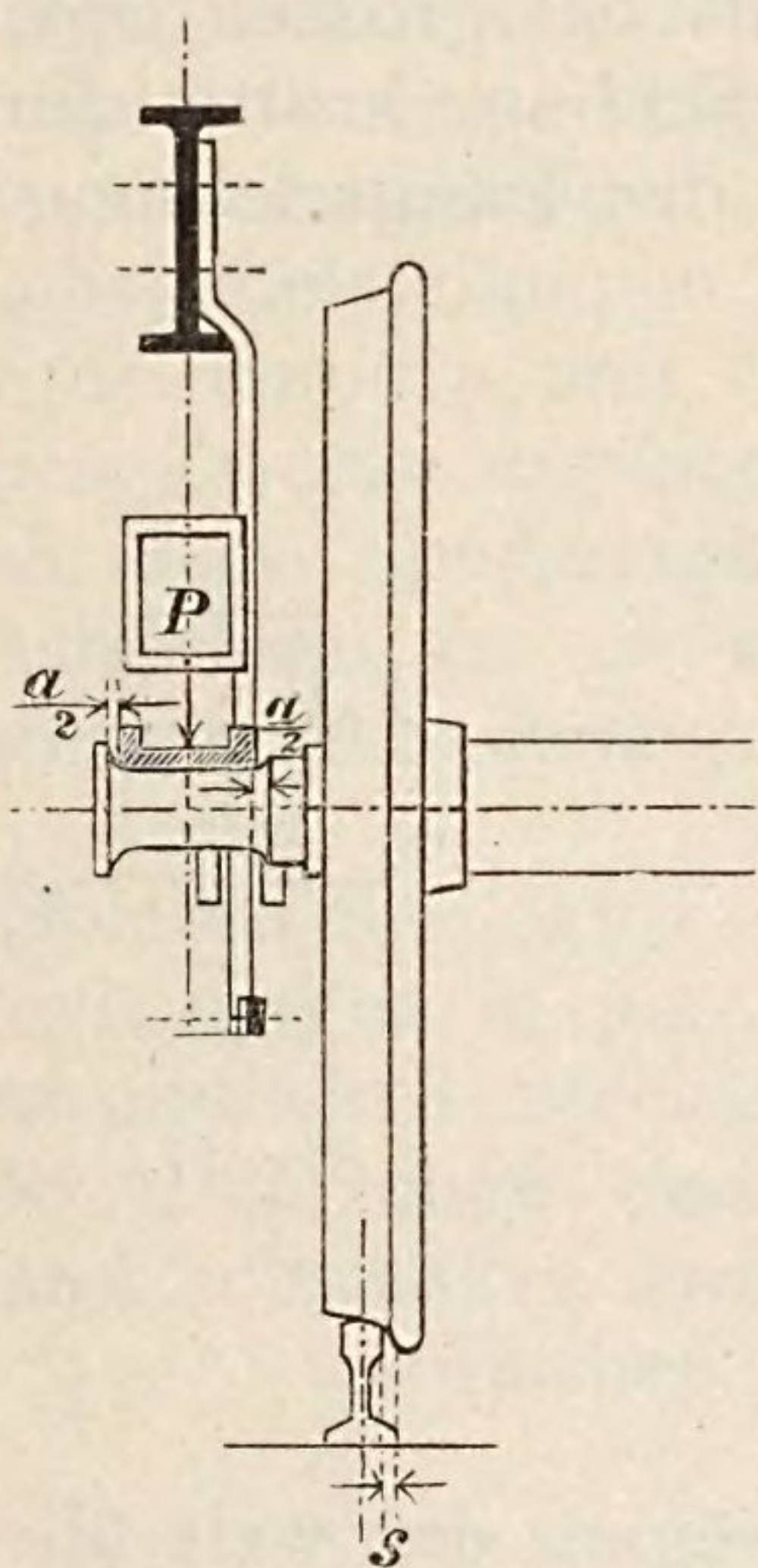


Fig. 24.

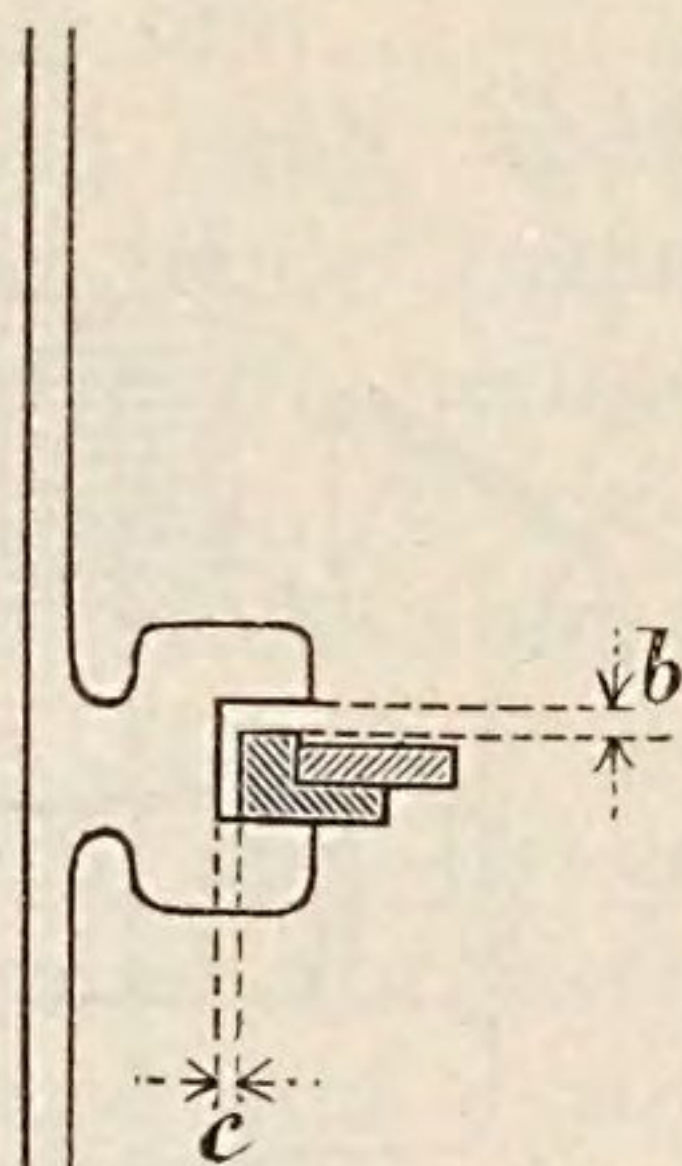


Fig. 25.

Wollte man erreichen, dass die durch die Spurkranzstösse verursachten Seitenschwingungen des Wagenkastens nicht wiederum in Stösse der Lagerschalen gegen die Achsschenkelbunde übergehen, so würde man den Spielraum a so gross zu machen haben, dass die Reibung die Stosswirkung aufzehrt, oder mindestens, dass sich die Schwankung der Achse ohne Stoss gegen die Achsgabeln bei feststehend gedachtem Wagenkasten vollziehen kann.

Letzterem würde entsprochen, wenn man den Spielraum a der Lagerschale gleich oder grösser macht, als den Spurkranzabstand s . Da aber die Seitenbewegungen der Achse schneller aufeinander folgen, als die Schwingung des Wagen-

kastens dauert, so wird auch ein geringerer Spielraum genügen, welcher den Vorzug besitzt, dass er die einseitige Einstellung, das sogenannte »Hängen«, des Wagens wegen schiefer Belastung oder ungleicher Federdurchbiegung weniger begünstigt.

Theoretisch würde sich der Spielraum a nach der Grösse der Achsschenkelreibung, beziehungsweise nach der Belastung P (vgl. Fig. 24) richten, auf welche jedoch in der Praxis keine Rücksicht genommen werden kann.

Letzteres umsoweniger, als bei grossen Spielräumen (a) trotz der Verminderung der Schlingerkräfte durch die dieselben aufzehrende Reibung in der Längsrichtung des Achs-

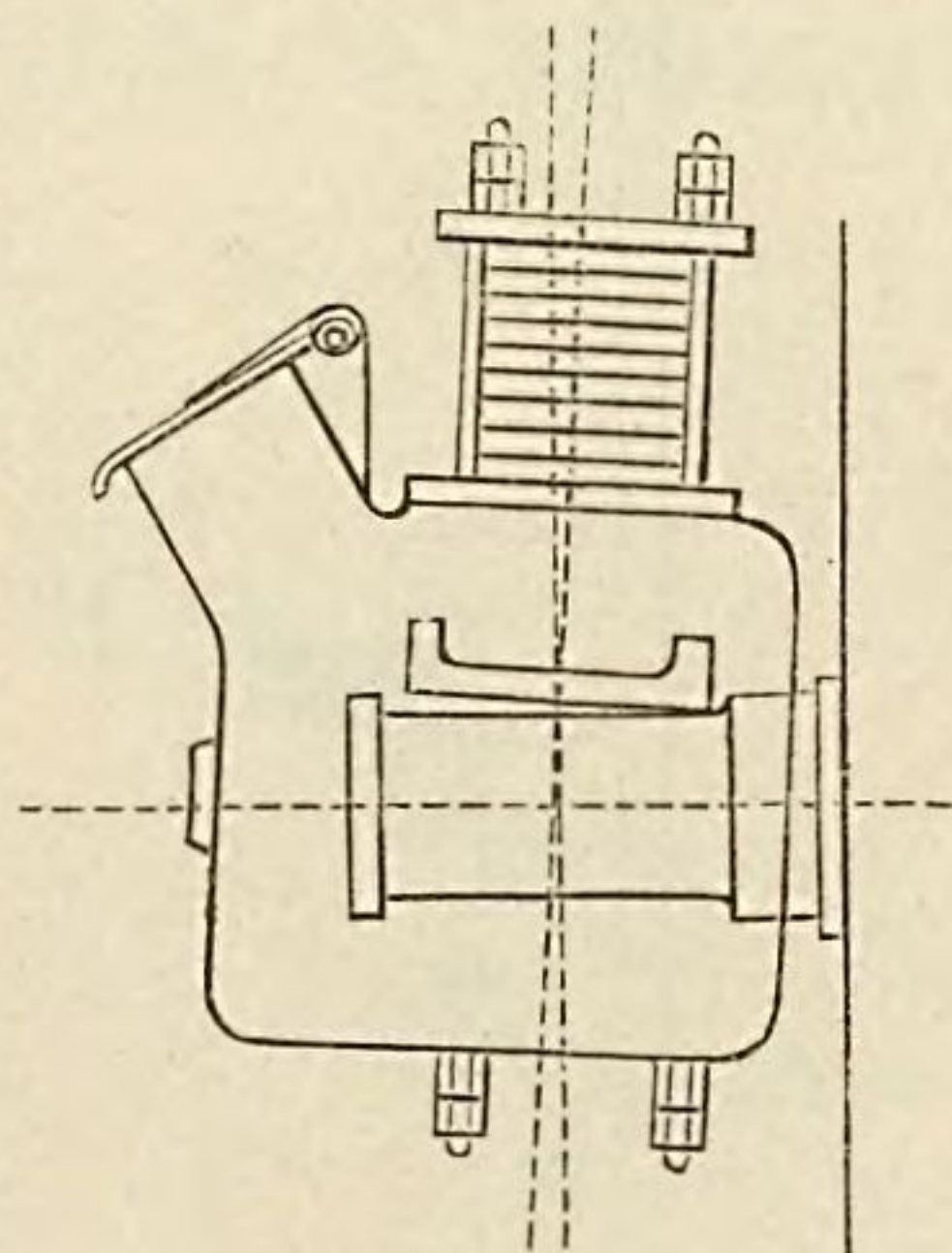


Fig. 26.

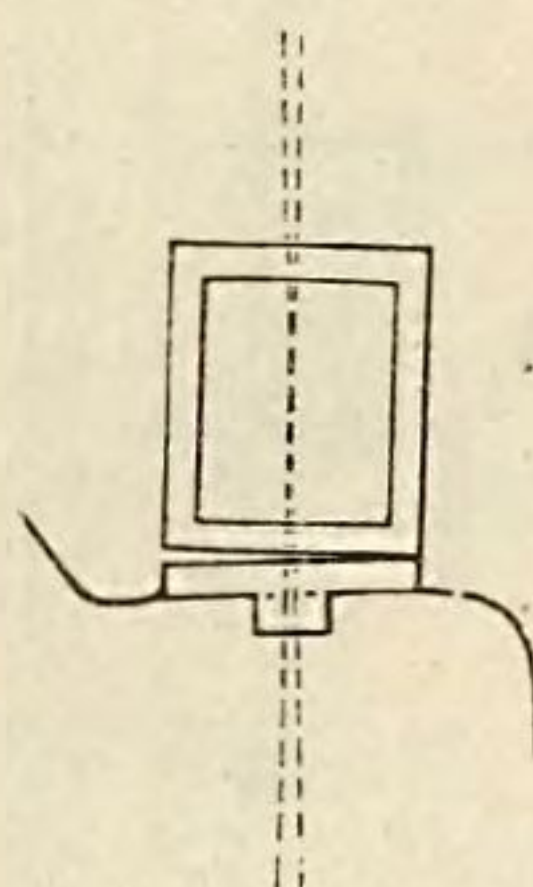


Fig. 27.

schenkels der Wagenkasten wegen der weit überhängenden Länge grösseren schlingernden Bewegungen ausgesetzt ist, als bei kleinen Spielräumen.

Die Wagen laufen daher unruhig, obwohl ihre Constructionstheile, wie die Achsgabeln, weniger beansprucht werden, weshalb man zweckmässig bei Personenwagen die Lager ohne Spielraum, bei Güterwagen mit Spielraum von 3 Mm. einpasst.

Auch der Spielraum b der Achsgabeln dient zur Verschiebbarkeit der Achse nebst Achsbüchse gegen den Wagen, doch sind es weniger die Schlingerbewegungen, als die dauernd schiefen und verschobenen Stellungen, welche die Achse in den Curven gegen den Wagen einnehmen muss, wodurch diese Verschiebbarkeit bedungen ist.

Dieser Spielraum b muss jedoch klein gehalten werden, sobald der Federbund fest mit der Achsbüchse durch Schrauben

verbunden ist, weil sonst — da die Federgehänge wie die Federlamellen selbst eine kleine Verdrehung der Feder zulassen — ein Kippen der Achsbüchsen in den Lagerschalen (vgl. Fig. 26) stattfinden kann, welches leicht ein Warmlaufen des Lagers verursacht.

Derselbe kann grösser genommen werden, wenn der Federbund lose auf der Achsbüchse sitzt und bei Verschiebung derselben selbst etwas kippen kann. (Vgl. Fig. 27.)

Da der grösste Theil der Seitenbewegungen doch schon durch die Tragfedern auf den Wagenkasten übertragen wird, dürfte der Spielraum b weniger für die Seitenbewegungen, als vielmehr für die Leichtigkeit der Verticalbewegungen bei ungenauen Achsgabelstellungen wichtig sein.

Die Spielräume a und b werden sich aber gegenseitig zu demselben Zwecke ergänzen, und beide zusammen mindestens gleich dem Spurkranzabstand s zu nehmen sein. Bei neuen Achsbüchsen ist es zweckmässig, a kleiner als b zu nehmen, um der Abnützung in der Hohlkehle Rechnung zu tragen.

Der Spielraum c wird lediglich zur Erleichterung der Verticalschwingungen in der Achsgabel vorgesehen.

Die sämtlichen Spielräume a , b und c werden je nach der Art der Fahrzeuge und deren Belastungen verschieden bemessen und schwanken zwischen folgenden Werthen:

a	zwischen 0 und 3 Mm.
b	» 5 » 1 »
c	» 1 » 5 »
$a + b$	» 1 » 8 »

Für die genaue Grösse derselben sind besondere Erfahrungen massgebend, so dass allgemein nur gesagt werden kann:

»Die Bemessung der Spielräume ist auf den ruhigen Gang der Fahrzeuge, folglich auf den Bewegungswiderstand von Einfluss, und muss — wie geschehen ist — bei jedem Fahrzeug nach Erfahrungen der Praxis besonders bestimmt werden.

III. Die Verschiebbarkeit der Achsen gegen die Fahrzeuge in der Geleisrichtung.

Um die auf die Spur wirkenden Kräfte, deren Stosswirkung durch die Achsbüchsspielräume abgeschwächt wird, zu beschränken, müssen wir zunächst alle im Zuge auftretenden Kräfte kurz hervorheben.

In sämtlichen Fahrzeugen eines Zuges, in der Locomotive sowohl, wie in den Wagen, äussern sich diese Kräfte durch die sogenannten »störenden Bewegungen«.

Von denselben sind zunächst alle diejenigen unvermeidlich, welche aus den Unebenheiten der Bahn erwachsen und deren mehr oder minder heftige Wirkung auf die Achsgestelle wohl durch Tragfedern gemildert, deren gesamte Kraftäusserung aber nicht eingeschränkt werden kann.

Dagegen werden die störenden Bewegungen, welche in der Construction der Fahrzeuge begründet sind, sich auch durch die Constructionen selbst in engeren Grenzen halten lassen.

Von der Locomotive gilt jedoch insbesondere, dass diejenigen Bewegungen, welche in der Längsachse des Geleises geschehen, wie Zucken, Galoppiren, auf die Spur einen vernachlässigbaren Einfluss ausüben, daher ausser Acht gelassen werden können.

Aehnlich steht es mit dem Wagen, wodurch sich zwar die Verticaldrucke auf die Achsen auf kurze Zeiten ändern, aus welchem aber ein Bestreben, die Achsen schief zu stellen, nicht hervorgeht.

Nur das Schlingern hat wesentlichen Einfluss auf die schiefe Einstellung der Achsen und somit auf die Vermehrung

des Zugwiderstandes, welcher jedoch wiederum in sehr geringem Verhältniss steht zu demjenigen Zugwiderstand, der sich aus der unrichtigen Lage der Achse in den Curven oder in schlecht gelegten Geleisen ergibt.

Dem Schlingern wird nun am meisten durch einen langen totalen Radstand vorgebeugt; dieser ist es aber gerade, der den Widerstand in den Curven am stärksten vermehrt.

Beides — das Schlingern und der Curvenwiderstand — kann nur durch langen Radstand und Anwendung beweglicher Achsen vermieden werden.

Bewegliche Achsen können aber ohne wesentliche Constructionerschwernisse nur bei denjenigen Locomotiven angewendet werden, welche nicht mit voller Adhäsion arbeiten.

Da ausserdem für die Construction der Locomotive noch sehr viele andere, auf die Erzeugung der Zugkraft gerichtete Momente platzgreifen, deren Erörterung nicht hierher gehört, so müssen wir die in der Locomotive auftretenden, die Achsstellungen beeinflussenden Kräfte als unwandelbar betrachten.

Nur auf einen Punkt hinzuweisen, sehen wir uns anlässlich des erwähnten Referates über den Mackenzie'schen Vortrag genöthigt.

In demselben sind Schlussfolgerungen gezogen worden, welche die Nothwendigkeit einer hohen Belastung der Vorderachse betonen.

Der Mehrbelastung der Laufachse von Personenzug-Locomotiven geschieht aber meist auf Kosten des Adhäsionsgewichtes. Will man die Constructionslast nicht unnöthig vermehren, den Adhäsionsdruck dennoch auf einem Maximum halten, so kann man bekanntlich der vorderen Laufachse ohne Erhöhung der Belastung eine vor Entgleisung sichernde Führung dadurch ertheilen, dass man den Raddurchmesser derselben entsprechend kleiner macht und die Spurkränze nach dem idealen Abnützungsprofil formt.

Der durch die Verkleinerung des Raddurchmessers erhöhte Widerstand der rollenden Reibung wird durch die Verminderung der Belastung ausgeglichen, während die Neigung der Entgleisungs-Schraubenlinie ($2 r \pi \cdot \operatorname{tg} \pi \sin \beta$) im Verhältniss der Radien r kleiner wird.

Der Vortheil, für die Laufachse 1 bis 2 Tonnen Constructionslast zu ersparen, kann es rechtfertigen, die Laufachse öfter und mit grösserem Materialverlust abzdrehen, als andere

Achsen, daher für diese ein dem idealen Abnützungsprofil angenähertes Reifenprofil anzuwenden, wie es die scharf gelaufenen Achsen zeigen, bei denen bekanntlich die Entgleisungsgefahr am geringsten ist.

Durch die Verschiebbarkeit der Laufachse in den Lagern kann ferner dem Curvenwiderstand genügend vorgebeugt werden, so dass die Nothwendigkeit, die Zuflucht zu den schwerfälligen beweglichen Laufachs-Constructionen nach Adam, Nowotny u. a. nehmen zu müssen, weit hinausgeschoben ist.

Nach früheren Erfahrungen laufen sich die Lager kleiner Laufräder wegen der vermehrten Umdrehungszahlen pro Zeiteinheit öfter heiss, doch hängt die Gefahr des Heisslaufens auch mit der Belastung zusammen, so dass für geringe Be-

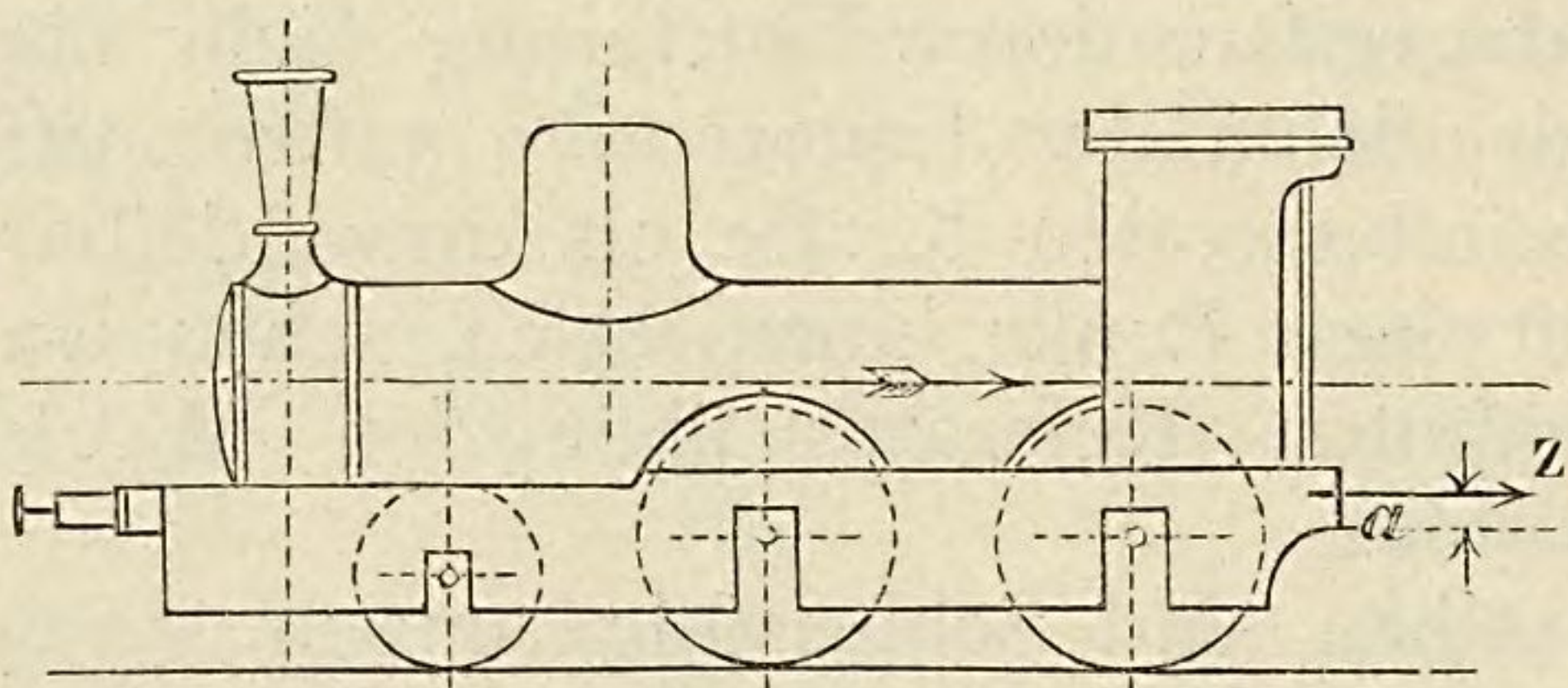


Fig. 28.

lastung wiederum die Verkleinerung des Raddurchmessers statthaft ist.

Aber nicht allein die unrichtigen Stellungen der Locomotivachsen in den Curven, noch die durch die Schlingerbewegungen hervorgerufenen Achsverschiebungen sind es, welche auf das Anwachsen des Entgleisungs-Adhäsionsdruckes hinwirken, sondern vornehmlich auch die in den Zughaken auftretende Kraft.

Dieselbe greift über der Achsmitte an, und erzeugt ein Drehmoment Za (vgl. Fig. 28), welches die Hinterachse stärker belastet, während die Vorderachse entlastet wird.

Zu dieser Kraft tritt noch das Bestreben des in den Federn hängenden Theiles der Locomotive, sich während der Fahrt zurückzubiegen, so dass bei hohen Geschwindigkeiten eine nicht unbedeutende Entlastung der Vorderachse eintritt, worauf bekanntlich bei der Lastvertheilung Rücksicht genommen wird.

Bei der Befahrung der Curven bildet diese Zugkraft ausserdem einen Winkel mit der Mittellinie der Locomotive, und bewirkt die Componente Z' der Zugkraft Z eine Drehung der Locomotive um den in der Mittelachse gedachten Schwerpunkt C (vgl. Fig. 29), so dass das innere Rad der hinteren Kuppelachse an der inneren und das äussere Rad der Laufachse an der äusseren Schiene anstreichen muss.

Das Anstreichen des Hinterrades ist gefahrlos, weil sich das Rad von der Schiene zu entfernen sucht, während das äussere Rad der Laufachse das Bestreben hat, die Schiene zu ersteigen und einen starken Seitendruck S ausübt.

Dieser auf Entgleisung wirkende, von der Zugkraft Z herrührende Seitendruck fällt aber um so geringer aus, je weiter die Laufachse von dem Drehpunkte C entfernt, je grösser also der Radstand ist.

Der aus der Steifigkeit der Achsen herrührende Seitendruck nimmt auch mit dem Radstand zu, so dass der Spurkranzdruck schon sehr gross sein kann, auch wenn die Zugkraft Z nicht wirkt, die Locomotive demnach leer durch die Curven läuft.

Wenn daher ein Zug mit geringer Geschwindigkeit und mässig angespannter Locomotivkupplung in die Curve fährt, und sein Widerstand sich plötzlich und bedeutend steigert, so wird auch in wenigen Secunden die Zugkraft Z und deren Componente Z' stark anwachsen, und den von der Steifigkeit des Radgestelles herrührenden Spurkranz-, beziehungsweise

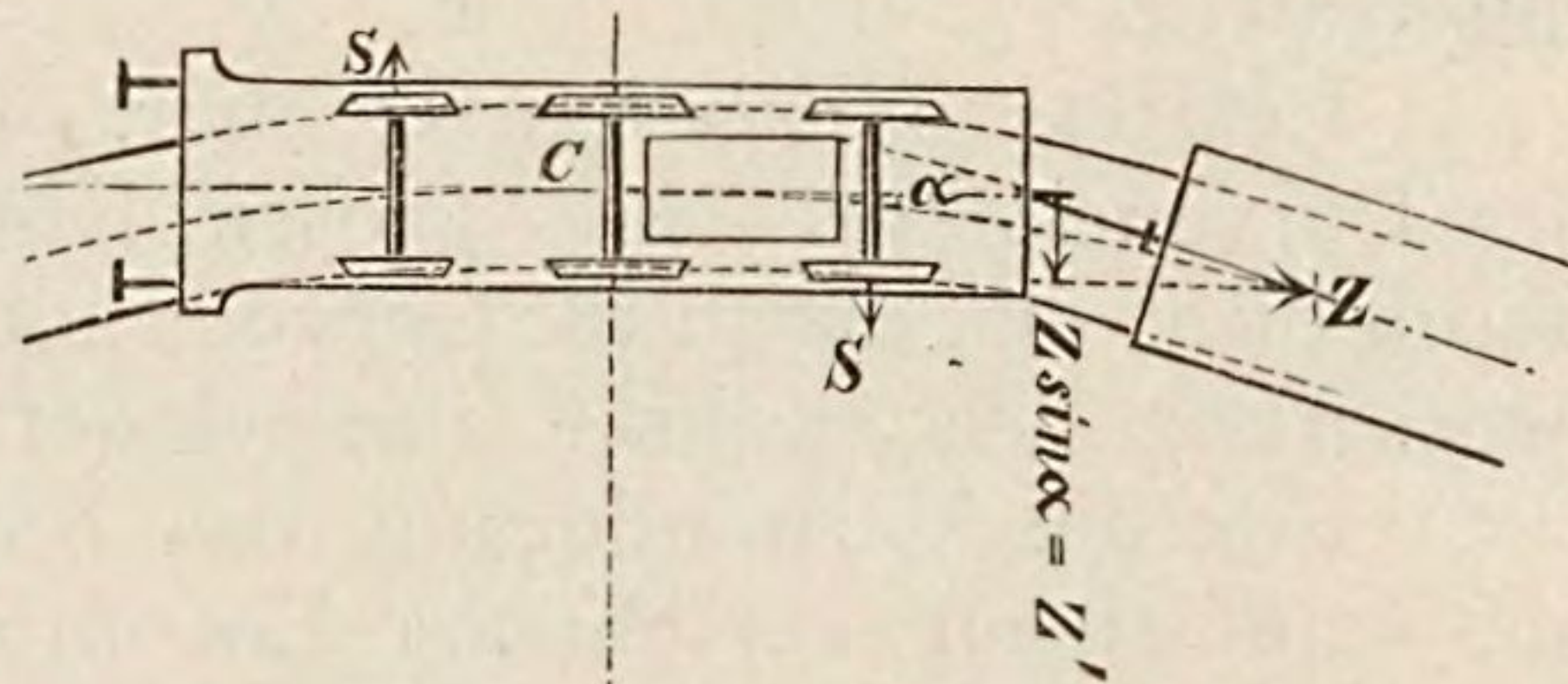


Fig. 29.

Entgleisungs-Adhäsionsdruck so plötzlich und stark vermehren, dass leicht die Entgleisung erfolgt.

Dies erklärt die Erscheinung, dass beim langsamen Befahren der Curven, d. i. bei wachsender Zugkraft Z , leichter Entgleisungen schief gestellter Fahrzeuge eintreten, als beim schnellen Befahren, d. i. bei constanter oder gar abnehmender Zugkraft Z .

Letztere ist aber erreichbar, wenn man dem Zuge vor der Curveinfahrt eine grosse lebendige Kraft ertheilt und durch diese den durch die Curve erhöhten Widerstand ohne Vergrösserung der Zugkraft überwindet.

Für die Verminderung des Bewegungswiderstandes der mit Laufachsen versehenen Locomotiven wird daher bedingt »grosser Radstand zur Verhinderung des Schlingerns im geraden Geleise« und »Beweglichkeit der Laufachse zur Einschränkung des Curvenwiderstandes.«

Selbstverständlich erstrecken sich diese Forderungen nur in geringem Masse auf die steif gekuppelten Vorderachsen der Locomotiven mit voller Adhäsion, deren aus Constructionsrücksichten angewendeter geringerer Radstand ein leichtes Befahren der Curven so wie so schon ermöglicht, und bei denen zur Verminderung der Schlingerbewegungen andere Mittel wie geeignete Tenderkuppelungen vorgesehen werden müssen.

Auch gilt nicht als ausgeschlossen, dass in Wirklichkeit die Einstellung der Locomotivachsen von der erwähnten häufig abweicht, wie z. B. aus Anlass übertriebener Spurerweiterungen und fehlerhafter elastischer Tenderkuppelungen. Die beregten Bedingungen haben aber für die Achsen der Wagen volle Geltung, und bei diesen hat auch die Praxis denselben Rechnung getragen.

Da bei den Wagen die Verticalbewegungen durch die viel empfindlicheren Tragfedern derselben gut ausgeglichen werden, so beschränken sich die zu berücksichtigenden störenden Bewegungen ebenfalls nur auf das Schlingern.

In Anbetracht dessen ist auch bei den Wagen für das gerade Geleise ein grosser Radstand erwünscht, während die Beschränkung des Curvenwiderstandes einen kleinen Radstand steif verbundener Achsen erfordert.

Je nachdem nun die stetige Ausnutzungsfähigkeit grosser Wagenräume zu Wagen mit vielen Achsen, oder die Ver-

änderlichkeit wie die Kleinheit der zu verladenen Gütermengen zu kleinen Wagen mit wenig Achsen drängten, entstanden lediglich aus der Berücksichtigung des Curvenwiderstandes lange Wagen mit drehbaren Truckgestellen und kleine Wagen mit kürzerem Radstand.

Die Wagen mit Truckgestellen erhielten einen möglichst langen totalen Radstand, während ihr Partialradstand so klein gemacht wurde, wie es die Sicherheit nur eben zuliess.

Die ungünstigste Rolle spielten die dreiachsigen Wagen, bei denen der Radstand nicht klein gehalten und auch eine Beweglichkeit der Achsen gegeneinander nicht vorgesehen werden konnte.

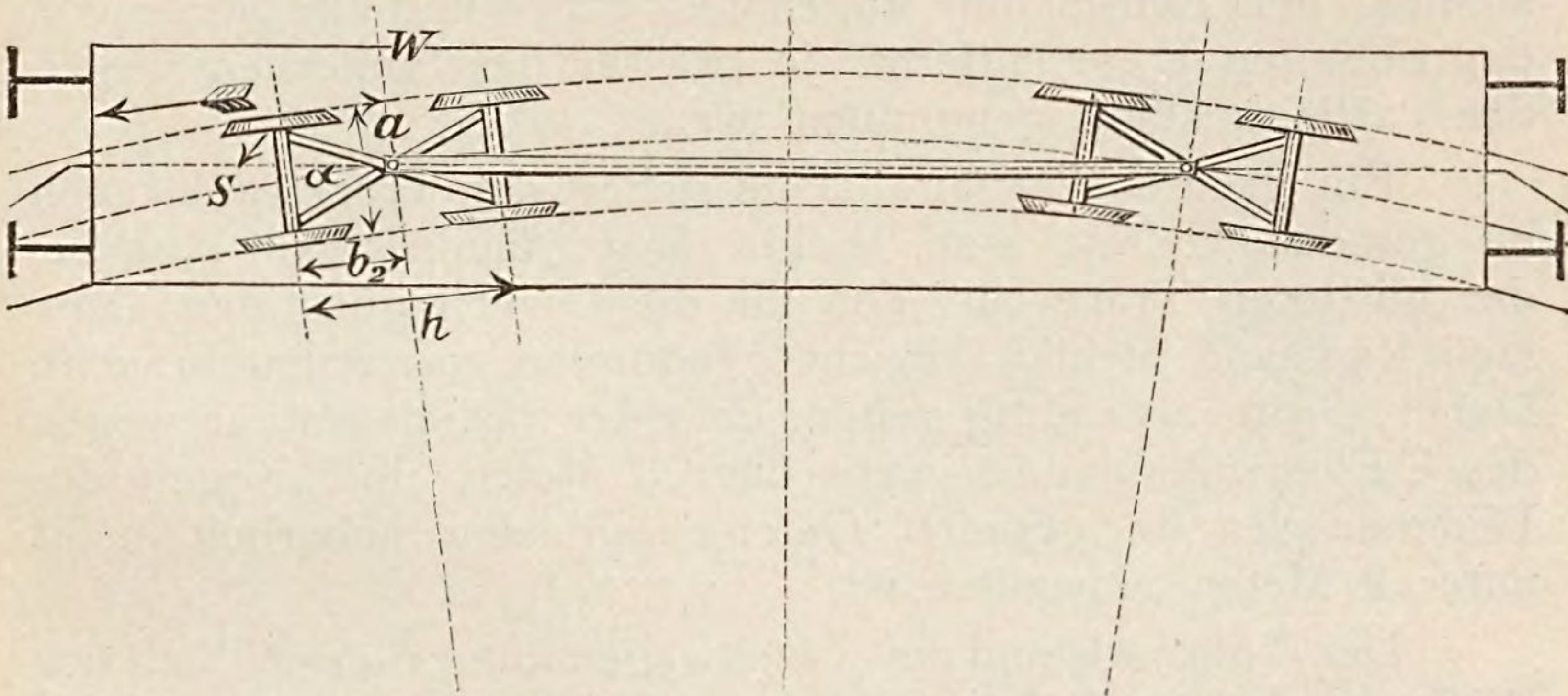


Fig. 30.

Bei den zweiachsigen Wagen suchte man durch thunlichste Verkürzung des Radstandes den Curvenwiderstand einzuschränken, was natürlich einen unruhigen Gang der Fahrzeuge im geraden Geleise zur Folge hatte.

Nach dem eingangs erwähnten Satz, dass der geringste Bewegungswiderstand bei richtiger, d. i. bei zum Geleise symmetrischer und rechtwinkliger, Lage der Achsen eintritt, müssen sämtliche Achsen einerseits im geraden Geleise parallel und unbeweglich mit dem Wagengestell verbunden sein, andererseits in der Curve dagegen radial gerichtet und gegen das Wagengestell verschiebbar sein.

Die Truckgestelle entsprechen beiden Bedingungen nur annähernd.

Die Tendenz des Truckes, sich bei einem einseitig auftretenden bedeutenderen Schienenwiderstande W — etwa an einem Schienenstosse — mit dem Moment Wa zu drehen, welchem das aus der Spurkranzreibung S_f und dem Abstand $\frac{b}{2}$ gebildeten Moment entgegenwirkt, erleidet das Truckgestell im geraden und gekrümmten Geleise stark schlingernde Bewegungen, und neigt zum Entgleisen. Diesem Uebelstand kann nur durch Vergrösserung von b , d. i. des Partialradstandes entgegengewirkt werden.

Da die Achsen des Truckes parallel zu dem durch den Drehzapfen gehenden Curvenradius bleiben, wird die Einstellung der Achsen nur angenähert radial und umsomehr von der richtigen Lage entfernt, je grösser der Sicherheit wegen der Partialradstand genommen wird.

Ein grosser Partialradstand sichert den Truckwagen auch im geraden Geleise eine leichte Beweglichkeit, so dass bei der mittleren Trace auf den für die Curven günstigen kleinsten Radstand nicht Rücksicht genommen zu werden braucht. Daher dürfte als richtig gelten, dass der Partialradstand wegen des Curvenwiderstandes nicht über 3 Meter, und wegen des Widerstandes im geraden Geleise und der Sicherheit nicht unter 2 Meter zu wählen ist.

Der Totalradstand der Truckwagen kann rücksichtlich des Widerstandes überhaupt nicht gross genug genommen werden.

Im Allgemeinen wird daher durch die Wagen mit Trucks eine Zugkraftersparniss nicht zu gewinnen sein, weil im Verhältniss zu steifachsigen Wagen der Widerstand derselben im geraden Geleise mindestens um ebensoviel wachsen dürfte, als er in den Curven abnimmt.

Ausserdem haben die Trucks eine bedeutende Vergrösserung des gesammten Wagengewichtes zur Folge, wodurch der Zugwiderstand in den Steigungen sich erheblich vermehrt.

Trotzdem soll den Wagen mit Truckgestellen der Werth nicht abgesprochen werden, welchen sie wegen den geringen Schwankungen des auf zwei Stützen ruhenden Wagenkastens besitzen.

Auch kann da, wo man der Ausnützung der Plätze, beziehungsweise des Laderaumes auf lange Strecken sicher ist,

in Beschaffung und Betriebskosten ein Truckwagen sich billiger stellen als zwei zweiachsige Wagen gleichen Raumes, weil durch den Wegfall zweier Kopfwände am Wagenkasten ebensoviel Gewicht erspart wird, als durch die doppelten Gestelle zugesetzt werden muss. Daher werden diese Wagen dort die besten sein, wo es sich besonders um ruhigen Gang der auf weite Strecken hoch bezahlten Plätze handelt.

Besser als durch Truckgestelle und ohne so bedeutende Construktionserschwerung wird die Verminderung des Curvenwiderstandes durch die radial einstellbaren Achsen der Wagen erreicht, wie durch die Versuche der Eisenbahndirection Breslau bewiesen ist. Auffallender Weise zeigten diese Versuche auch eine Zugkraftverminderung im geraden Geleise, während gerade hier die steifachsigen Fahrzeuge mit genau parallel gestellten Achsen ein besseres Verhalten erwarten liessen.

Wir erklären uns diese Erscheinung dadurch, dass die angewendeten lenkachsigen Wagen bei gleichem Radstand mit den steifachsigen weniger leicht schlingern, weil sich dieselben den durch Spurerweiterungen und Unebenheiten des Geleises auftretenden wechselnden Schienenwiderständen gegenüber nachgiebiger verhalten und eintretende Stösse nicht auf den Wagenkasten übertragen. Auch werden bei ungenau abgedrehten Radreifen einer Achse die Lenkachsen weniger gleiten,

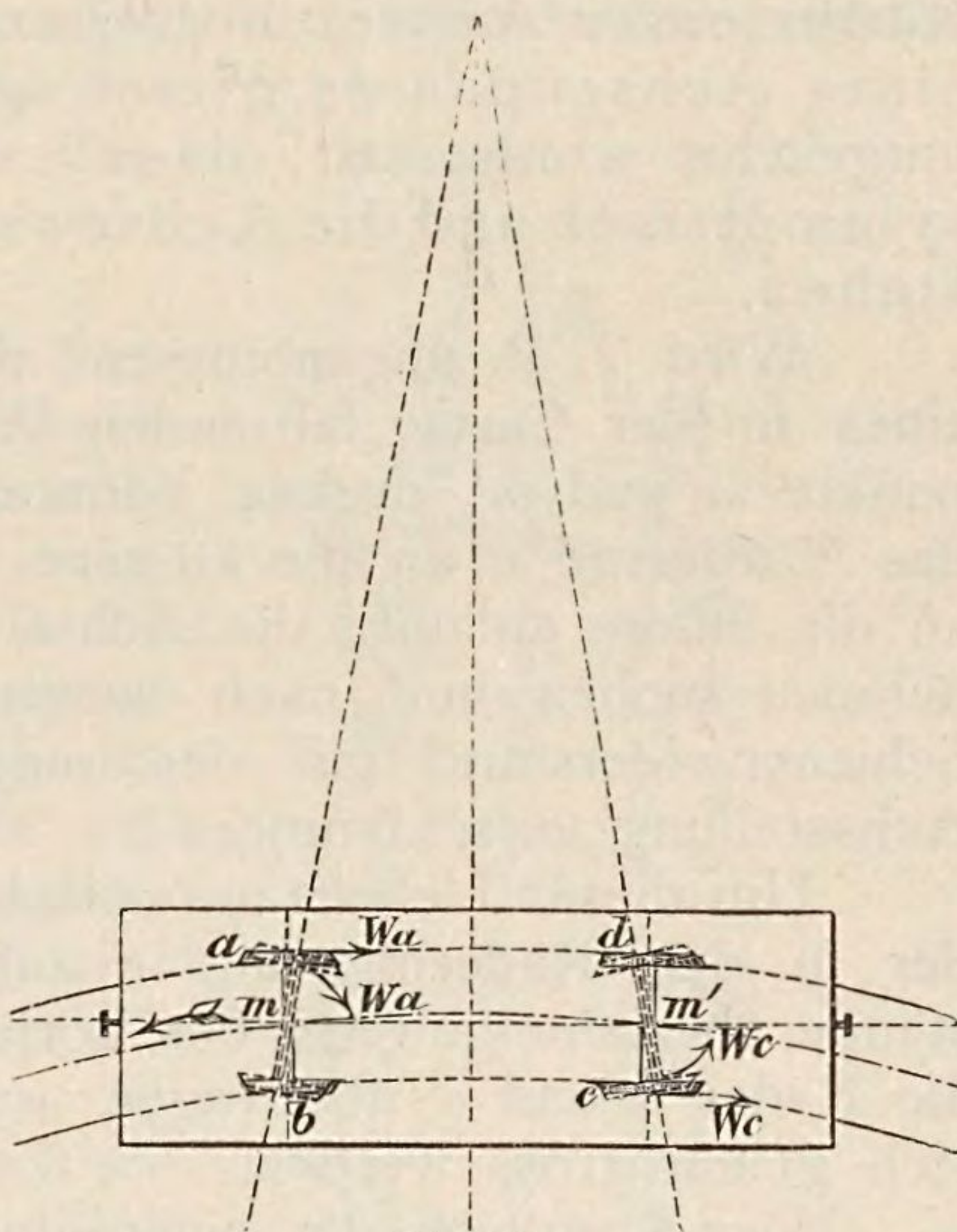


Fig. 31.

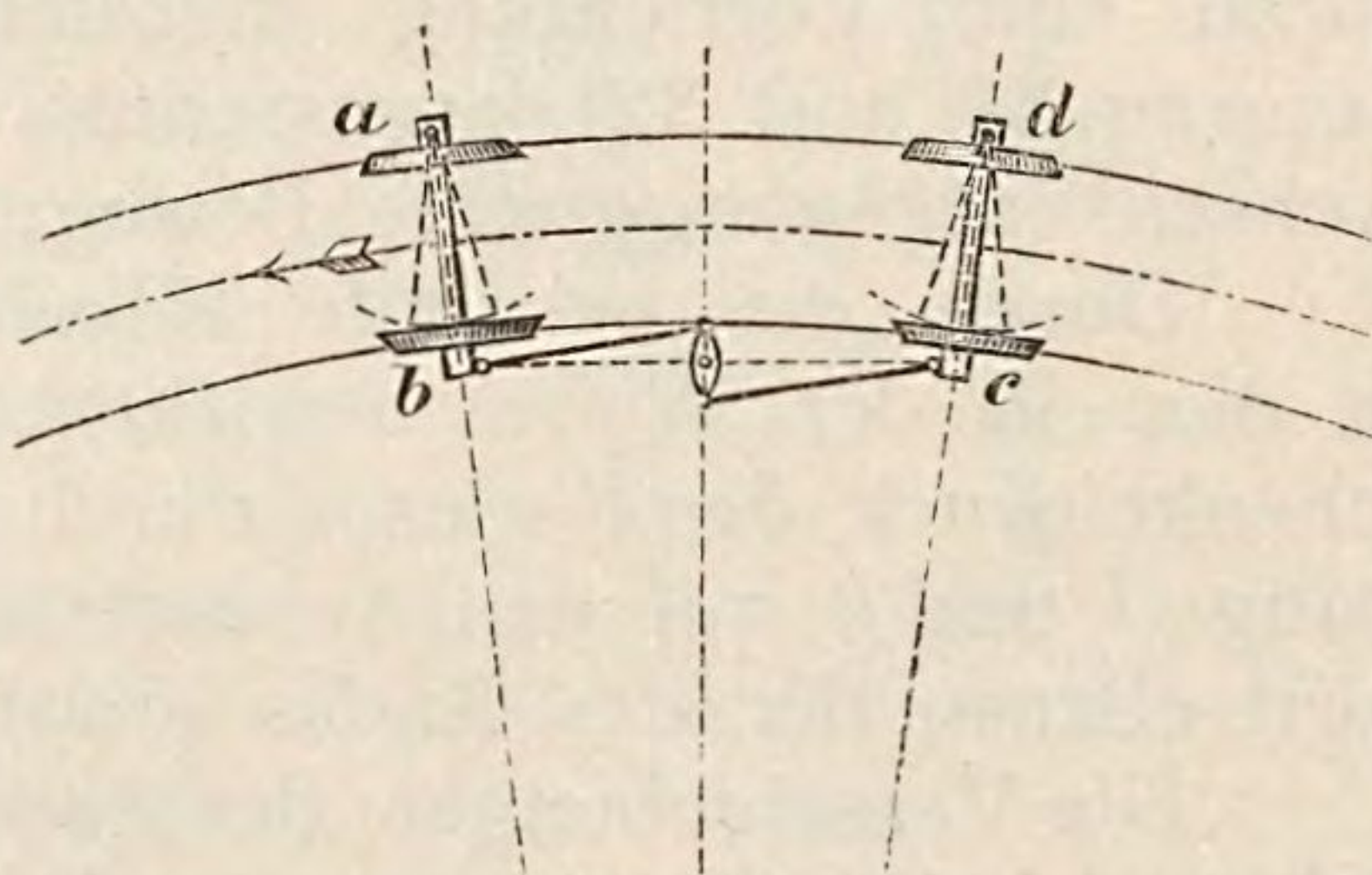


Fig. 32.

sondern sich so einstellen, dass sie trotz unrichtiger Lage den verhältnissmässig geringsten Widerstand äussern.

Denn die Construction der Lenkachsen beruht auf dem Gedanken, die Schienenwiderstände beider Räder einer Achse, beziehungsweise der vier Räder eines Achsenpaares gleich gross zu machen, welches umgekehrt voraussetzt, dass zwei Räder einer Achse symmetrisch und die Achse rechtwinkelig zum Geleise stehen.

Wird z. B. angenommen, dass die Achsen ab und cd eines in der Curve fahrenden Wagens sich um ihre Mittelpunkte m und m' drehen könnten (Fig. 31), so würden, da das Vorderrad a an die äussere Schiene und das Hinterrad c an die innere anläuft, die Achsen die punktirte Lage einzunehmen suchen und nach aussen convergiren und sich der Schienenwiderstand mit der zunehmenden Unrichtigkeit der Achsstellung verschlimmern.

Um diesen Uebelstand aufzuheben, muss der Ueberschuss der in den Rädern a und c auftretenden stärkeren Widerstände, beziehungsweise der horizontalen Achsdrucke so auf die Räder b und d übertragen werden, dass dieselben unter sich gleich gross werden.

Der Ausgleich der horizontalen Achsdrucke ist aber nur durch eine Vorrichtung möglich, welche eine, der in den Figuren 31 und 32 dargestellten schädlichen Einstellung der Achsen entgegengesetzte Bewegung hervorbringt.

Durch die bekannte Klose'sche Lenkachsconstruction ist dies in der Weise bewirkt, dass der horizontale Achsschenkeldruck des Rades a durch die Hebel $\alpha\beta$ und die Schubstange l und l' auf den Achsschenkel des Rades d übertragen wird, ebenso der des Rades c auf den des Rades b .

Die Verschiebungen der Räder a und c in der Bewegungsrichtung haben demnach eine entgegengesetzte Verschiebung der Räder d und b zur Folge und da die Achsen absolut steif sind, so dass die auf Rad b übertragene Kraft der Schwenkung des Rades a entgegenwirkt, so werden beide Achsen die richtige Stellung einnehmen, d. h. symmetrisch zum Geleise und radial stehen.

Da indess die Kraftübertragung mit Bewegung verbunden ist, so wird auch hier, wie bei jeder Bewegung, ein Kraftverlust stattfinden, welcher verhindert, dass sämtliche überschüssige

Widerstandskraft des einen Rades auf das andere der anderen Achse übertragen wird.

Infolge dessen kann die Einstellung der Achsen nie vollständig radial werden und es wird dasjenige Rad etwas gegen die richtige Stellung zurückbleiben, welches den grössten Widerstand erfährt, d. i. das an der Aussenschiene laufende Vorderrad, was durch die genannten Versuche bestätigt ist.

Eine angenähert radiale Einstellung der Achsen würde auch schon dann erfolgen, wenn man die Achsen um den einen Achschenkell drehbar machte, wie die ältere Klose'sche Construction, Figur 32, zeigt. Bei derselben bleibt jedoch der bei einem Rade auftretende erhöhte Widerstand unausgeglichen; die Radialstellung wird daher weniger genau und empfindlich sein.

Nun giebt es aber auch sogenannte freie »Lenkachsen«, bei denen von einer Radialstellung überhaupt nicht die Rede sein kann, weil eben eine Uebertragung der an beiden Rädern einer Achse verschiedenen grossen Schienenwiderstände nicht stattfindet.

Diese freien Lenkachsen (der Gruppe A_4 und B_1 der Vereins-Lenkachsen) müssen theoretisch genommen, schädlich auf den Zugwiderstand wirken und denselben vermehren, weil die Achsen — soweit die in den Federgehängen auftretenden Kräfte dies zulassen — dem grösseren Schienenwiderstande folgend, sich schief stellen werden. Wenn die Erfahrung trotz dessen einen besseren Lauf solcher Wagen ergeben hat, so dürfte die Ursache hierfür dieselbe, wie für die Zugkraftvermehrung steifachsiger Fahrzeuge im geraden Geleise, also die geringeren Schlingerbewegungen sein, zu

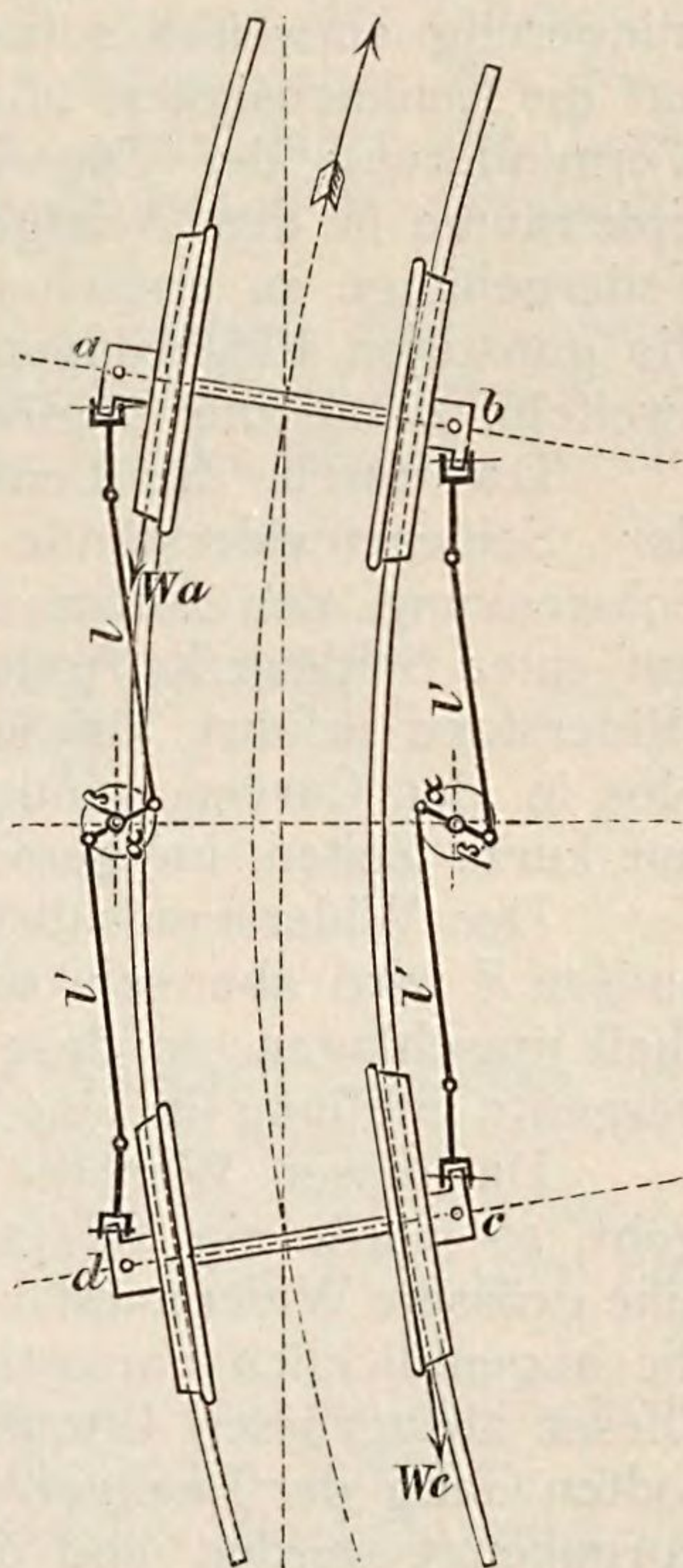


Fig. 33.

welchen die Bahnunebenheiten bei den nachgiebigen Achsen Veranlassung geben, nicht aber die Lenkachsichtigkeit. Thatsächlich werden diese Achsen nicht gelenkt, verdienen daher auch die Bezeichnung »Lenkachsen« nicht und werden richtiger als »elastische Achsen« zu charakterisiren sein.

Wenn solche elastische Achsen dieselbe Zugkraftverminderung aufweisen sollten wie die Lenkachsen, so würde auf die Lenkachsichtigkeit überhaupt nicht viel zu geben und die Verminderung der Zugwiderstände einfacher durch grosse Spielräume in den Achsgabeln und entsprechend construirte Federgehänge zu erreichen sein. Vorläufig müssen wir jedoch die günstigen Erfahrungen mit diesen elastischen Achsen anzweifeln, zumal uns ungünstige bereits bekannt sind.

Da durch die Lenkachsconstruction die Ausgleichung der Schienenwiderstände erfolgt, so ist klar, dass die Schwenkung der Achse schon dann eintritt, wenn von den auf einer Schiene laufenden Rädern das eine einen grösseren Widerstand erfährt als das andere. Dies braucht aber nicht blos in den Curven, sondern kann ebensogut, wenn auch nur auf kurze Zeiten, im geraden Geleise geschehen.

Der Widerstandsüberschuss des einen Rades a vor dem andern d wird aber sehr schnell verschwinden und ins Gegentheil umschlagen, so dass die anfänglich eingenommene convergente Stellung in eine divergente übergehen müsste.

Da dieser Wechsel mit grosser Schnelligkeit vor sich geht, so würde ein Schlottern der Achsen eintreten, welches eine grössere Widerstandsvermehrung zur Folge hätte, als durch die augenblicklich unrichtigen Stellungen der Achsen entsteht. Dieser allzugrossen Empfindlichkeit, welche noch durch den todten Gang der Lenkvorrichtung vermehrt wird, müsste daher vorgebeugt werden und dies geschah durch die sogenannte »Zwangsstellung für die Mittellage der Achsen«.

Dieselbe ist bekanntlich in der Weise bewirkt, dass ein Federgehänge zu einem Hebel h ausgebildet ist, welcher von der Schubstange l bewegt wird. (Vgl. Fig. 34.) Dadurch erhält die Feder nicht nur durch die Achsbüchse vermittelt des Bolzens, sondern auch durch das Gehänge eine seitliche Verschiebung, welche gleichzeitig mit einem Anheben der Federn verbunden ist.

Da die tiefste Lage der Feder bei der Mittelstellung der Achse vorwaltet, so wird die Federbelastung selbstthätig auf

die tiefste Lage, mithin auf die Mittelstellung der Achse hinwirken.

In geringerem Maasse werden dies aber auch die aus ihrer, zur verticalen Achsmittellinie symmetrischen Lage gerückten Federgehänge von selbst thun, ohne einer Bewegung durch die Schubstange zu bedürfen.

Die zur sicheren und ruhigen Bewegung des Fahrzeuges vorgesehene Zwangsstellung beeinträchtigt daher den Nutzeffect der Lenkvorrichtung und es spielt daher die Lenkachsigkeit dieselbe Rolle wie der Partialradstand bei den Wagen mit Truck.

Nun enthalten aber auch die Lenkachsen eine — wenn auch nur geringe — Vermehrung der Constructionstheile, des Constructionsgewichtes und Vertheuerung des Wagens, welche

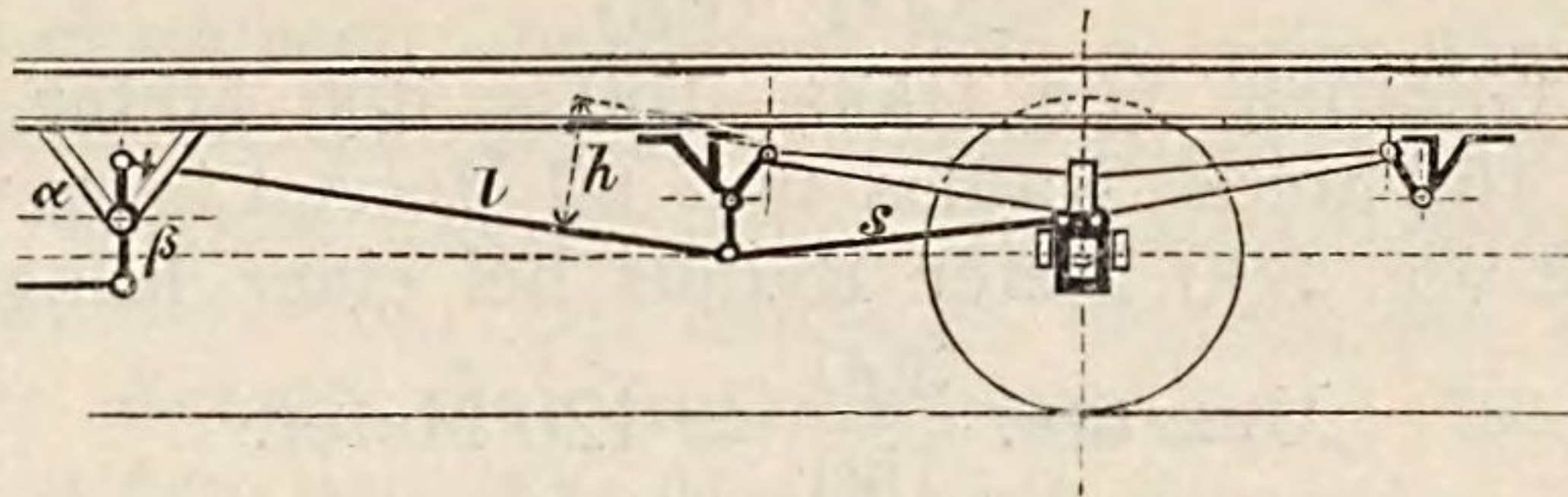


Fig. 34.

in der Gesamtsumme einen hohen Aufwand darstellen, und es erwächst die Frage: »in welchen Fällen wird der Aufwand durch Lenkvorrichtung gewinnbringend.«

In der Beantwortung dieser Frage sind 3 Factoren enthalten:

1. Das Verhältniss der Curvenlänge zum geraden Geleise bei der von den Fahrzeugen zu befahrenden Strecke.

2. Die Geschwindigkeit, mit welcher die Fahrzeuge der Regel nach befördert werden.

3. Der mit Bezug auf die Kastenlänge als vortheilhaft erscheinende Radstand.

1. Bei Wagen, welche nur auf einer bestimmten Strecke laufen, wie die Personenwagen der Gebirgs- und Zweigbahnen, kann die Erfahrung möglicherweise lehren, für welche Radstände die Lenkachsigkeit vortheilhaft ist. Anders ist es, wenn die Wagen — wie die meisten Güterwagen — bestimmt sind, einen grossen Eisenbahnbezirk zu befahren, bei welchen das Verhältniss der Curven zur Geraden wechselt.

Für diese ist es nöthig, ein bestimmtes Durchschnittsverhältniss der Erwägung zu Grunde zu legen.

Dies kann sehr leicht und für diesen Fall in sehr gerechtfertigter Weise mit Hilfe der für die Bestimmung des Curvenwiderstandes giltigen Formeln geschehen. Richten wir uns z. B. nach der Braunschweig'schen Formel, nach welcher der Curvenwiderstand gleich dem einer Steigung von $0.75 \frac{1}{r}$ zu setzen ist, worin r den Curvenradius bedeutet und reduciren alle Curven auf einen Radius von 300 Meter, so wird z. B. die Curvenstrecke von 2000 Meter Radius und einer Länge von 1000 Meter gleich zu setzen sein einer Curvenstrecke von 300 Meter Radius und einer Länge X von

$$X = 1000 \cdot \frac{0.75}{2000} \cdot \frac{300}{0.75} = 150 \text{ Meter}$$

plus einer Geraden von $1000 - 150 = 850$ Meter oder eine Curve von 150 Meter Radius und 60 Meter Länge wird gleich einer Curve von 300 Meter Radius bei einer Länge von

$$X = 60 \cdot \frac{300}{150} = 120 \text{ Meter.}$$

Die Curve würde sich demnach um $120 - 60 = 60$ Meter verlängern und die Verlängerung ist von der anschliessenden Geraden abzuziehen.

Die Feststellung des Verhältnisses der Curvenlänge zur Geraden für einen grossen Fahrbezirk, wofür die Directionsbezirke oder die Bereiche der Wagenämter massgebend wären, ist also ein leichtes, wenn auch langwieriges Exempel.

2. Für die Fahrgeschwindigkeiten müssen natürlich mittlere Werthe angenommen werden, also bei Güterwagen etwa 30 Km., für Personenwagen III./IV. Classe 60 Km. und für die I./II. Classe-Wagen 80 Km.

3. Die Kastenlänge eines Wagens ist, abgesehen von der günstigsten Beanspruchung der Langträger noch insofern auf den Radstand von Einfluss, als mit der Länge des überhängenden Theiles der Wagen der Grad des Schlingerns und somit der Schienenwiderstand wächst. Sollen die Wagen sicher laufen, so darf der Radstand nicht kleiner als die Hälfte der Kastenlänge werden.

Mit Rücksicht hierauf werden eine Menge, für schwere Güter bestimmte Wagen (Kohlen-, Erz-, Kalk-, Getreidewagen),

welche nur eine geringe Kastenlänge von 7 Meter und darunter erfordern, auch dann noch einen für die Befahrung von Curven günstigen Radstand für feste Achsen ergeben, wenn derselbe grösser als die halbe Kastenlänge ist.

Allgemein bedarf es aber der Feststellung, für welche Radstände in Curven von 300 Meter Radius durch Lenkachsen eine Verminderung des Widerstandes eintritt.

Diese kann nur mit Hilfe darauf abzielender Versuche getroffen werden, und zwar, indem man von 3 Meter Radstand ab Lenkachswagen ausführt und in genügend grosser Zahl zu Probezügen zusammenstellt.

Würde sich dann z. B. ergeben, dass die Wagen von 3.2 Meter Radstand in Curven von 300 Meter Radius gleichen Widerstand bei festen und beweglichen Achsen erfahren, so wäre damit die Grenze festgestellt, bei welcher die Anwendung von Lenkachsen überflüssig und zu vermeiden ist.

Nunmehr ist die weitere, immer noch durch Versuche zu lösende Aufgabe die, für eine Anzahl Radstände und mittlere Geschwindigkeiten bei mittleren Belastungen (etwa acht Tonnen pro Achse) die Zugkraftersparniss y in Kgr. pro Tonne in Curven von 300 Meter nach folgender Tabelle zu ermitteln.

Radstand	Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde			
	30	45	60	80
4 Meter	y Kgr. per Tonne	.	.	.
5 Meter	.	.	.	.
6 Meter	.	.	.	.
7 Meter	.	.	.	.

Da man das Verhältniss der Curvenstrecke zur Geraden kennt, so wird man nach derselben Tabelle die durchschnitt-

liche, auf Curven und Geraden entfallende Zugkraftersparniss etwa pro 100 Millionen Tonnenkilometer in Procenten, beziehungsweise Promillen ausdrücken können.

Wiederum wird man die pro 100 Millionen Tonnenkilometer ersparte Zugkraft in Geldwerth dann am besten ausdrücken, wenn man sagt:

»Wegen der Zugkraftersparniss von y Kgr. pro Tonne hätten X Tonnenkilometer Bruttolast mehr befördert werden können, welche einen Gewinn von Z Mark eingebracht hätten, wobei natürlich die durch die Lenkachsigkeit vermehrte Constructionslast von der Bruttolast abgezogen werden muss.

Da nun die Mehrkosten der Lenkachsigkeit gegenüber der Steifachsigkeit während der Leistung von 100 Millionen Tonnenkilometer inclusive der auf die Dauer der Fahrzeuge als jährliche Amortisationsquote vertheilten Neubeschaffungskosten der Vorrichtungen K Mark betragen, so wird die Lenkachsigkeit erst dann anzuwenden sein, wenn bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Radständen Z grösser als K ist.

Nun kann gegen die Berechnungsmethode eingewendet werden, dass die Zugkraftersparniss wegen des unmittelbaren Ersatzes durch mehr geleistete Tonnenkilometer zu hoch veranschlagt wird und demnach auch der Werth der Lenkachsconstruction, weil wegen der verhältnissmässig geringen Zugkraftverminderung die Besetzung der Züge keine andere wird.

Demgegenüber ist zu bemerken, dass

1. die Lenkachsen in vielen Fällen doch eine Lastvermehrung der Züge vermitteln können, und dass

2. der Gewinn durch die Lenkachsen, welcher sich aus der Schonung des Materials, wie Schienen, Weichen und Reifen ergibt, und welcher wahrscheinlich höher zu veranschlagen sein dürfte, als der der Zugkraft, nicht berücksichtigt ist.

Selbstverständlich setzen wir voraus, dass sich für den Tonnenkilometer die reinen Betriebs-, beziehungsweise Zugkosten bei jeder Zuggattung ermitteln lassen, beziehungsweise zu ermitteln sind,*) so dass diese und nicht etwa die aus dem

*) Für eine etwa zu diesem Zwecke zu wiederholende Ermittlung dürfte es vollständig genügen, sämtliche Tonnenkilometer Netto-Fracht, beziehungsweise Personenkilometer pro Jahr zu summiren und dann aus den Verkehrseinnahmen den bezahlten Preis pro Tonnen-, beziehungsweise Personen-

gesamten Eisenbahnbetriebe erwachsenen Kosten pro Tonnenkilometer in Rechnung gestellt werden, da die letzteren auch die benannten Abnutzungskosten bereits enthalten.

Mag einerseits die nach dem angeführten Plane durchgeführte Rechnung in Bezug auf absolute Richtigkeit wegen der ungenauen Versuchsergebnisse Mangel leiden, so muss man aus derselben doch das richtige Verhältniss der Radstände erhalten, bei welchen für die verschiedenen Wagengattungen Lenkachsen in Frage kommen.

Mag ferner auch die allgemeine, nicht auf Rechnung gegründete Kritik schon sagen, dass die Lenkachsigkeit für Wagen mit kleinen Radständen und für hohe Geschwindigkeiten an Werth verliert, so kann man ohne genaue Kenntniss des Werthverhältnisses eine befruchtende Ausbeute der Lenkachsigkeit nicht treffen.

kilometer berechnen zu lassen. Nunmehr ist aus den beförderten Achskilometern für Güter- und Personenzüge zu bestimmen, wie viel Brutto-Zuglast auf die Gütertonne und auf die Person entfällt, woraus sich dann der Bruttogewinn B für Güterzug- und Personenzug-Kilometertonne ergibt.

Um nun aus dem Bruttogewinne den für unsere Zwecke maassgeblichen Nettopreis für Gütertonnen-, beziehungsweise Personenkilometer zu erhalten,

ist der erstere mit einem Bruch $\frac{a}{b}$ zu multipliciren, worin a die Betriebskosten des betreffenden Eisenbahnbezirkes, bestehend aus: Baarauslagen für Erneuerung und Unterhaltung der Betriebsmittel und der Schiene nebst Schienenverbindungen, b der gesamten Jahresausgaben einschliesslich der Verzinsung des Grundcapitals, bedeutet.

Aus dem Verhältniss $\frac{\text{Gütertonne}}{\text{Zuglasttonne}}$ ergibt sich die Nettobelastung pro Achse, beziehungsweise der mittlere Achsdruck, welchen man für jeden Wagen einzuführen hat, so dass sich z. B. für einen zweiachsigen Wagen von 8 Tonnen mittlerem Achsdruck die Zugkosten pro Kilometer ausdrücken durch $2 \cdot 8 \cdot B \frac{a}{b}$. Werden diese Zugkosten pro Wagen noch mit der aus den obigen Tabellen berechneten Zugkraftersparniss $\frac{y \text{ Kgr.}}{1000}$ multiplicirt, so erhält man die Renta-

bilität der Lenkachsigkeit [pro Kilometer durch $2 \cdot 8 \cdot B \frac{a}{b} \cdot \frac{y}{1000}$.

Ferner ist die jährlich zurückgelegte Kilometerzahl eines Wagens jeder Gattung zu bestimmen. Ist dieselbe $= m$, so wird die jährliche Ersparniss durch die Lenkachsigkeit $= 2 \cdot 8 \cdot B \frac{a}{b} \cdot \frac{y}{1000} \cdot m$. Rentabilität der Lenkachsigkeit tritt also ein, wenn dieser Ausdruck grösser ist, als die Mehrkosten für jährliche Reparatur und Beschaffung für Lenkachsen gegenüber der Steifachsen.

Man läuft Gefahr, die Lenkachsichtigkeit zu weit auszu dehnen oder sie zu vernachlässigen. In beiden Fällen erwächst ein Nachtheil, welcher sich zwar ebensowenig wie viele andere Schäden nachweisen oder in kürzerer Zeit fühlbar machen, im Laufe der Jahre aber doch einen namhaften Verlust darstellen wird.

1. Die jetzt nur vermuthete (!) Zweckmässigkeit der Lenkachsen für Wagen, welche einer grossen Kastenlänge daher eines grossen Radstandes bedürfen, um die nöthige Achsbelastung zu gewinnen, wie Grossvieh-, Stroh-, Torf- etc. Wagen, und ausserdem die meisten Wagen von mehr als 10000 Kgr. Tragfähigkeit und mehr als 7 Meter Kastenlänge, beziehungsweise 16 Qu.-Meter Bodenfläche — auch Personenwagen der Nebenbahnen — muss zur Gewissheit werden.

Genau in derselben Weise wie die Rentabilität der Lenkachswagen müsste auch die der Truckwagen ermittelt werden, denn auch die letzteren kann man als lenkachsichtig ansehen bei der Auffassung, dass die eine Achse eines Truckgestelles zur Lenkung der anderen dient und somit die Ausgleichvorrichtung für den horizontalen Achsdruck vertritt.

Durch diese Art der Lenkachsichtigkeit wird aber der Newerth und das Gewicht der Wagen in einer Weise vermehrt, dass man schon ohne Rechnung und Versuche die nöthige Einschränkung der Truckgestellwagen ersehen und ohne Weiteres sagen kann:

2. Truckwagen sind

- a) für den Gütertransport da anzuwenden, wenn Transporte so schwerer und nur auf einem Wagen transportirbarer Gegenstände gefordert werden, dass die Maximalbelastung für drei Achsen überschritten wird, und die Sicherung der Bewegung einen grossen Totalradstand fordert. Wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit kann der Partialradstand 1.5 bis 2 Meter betragen.

Güter-Truckwagen werden daher als Specialwagen, wie Kessel-, Spiegelscheiben-, Geschütz-, Schienen-Wagen, Anwendung zu finden haben;

- b) für den Personentransport eignen sich Truckwagen, wenn eine stetige und grosse Passagierzahl die Ausnützung des grossen Wagenraumes sichert und die Vertheuerung des Wagens durch den Platzpreis ausgeglichen wird.

Zum gesicherten Lauf der Wagen bei hohen Geschwindigkeiten und wegen der geringen Truckbelastungen ist der Partialradstand 2·5 bis 3 Meter zu machen. Daher werden sich die Personen-Truckwagen für Schlafwagen, I./II. Classe-Wagen mit Retiraden in Courierzügen, wie zu grösseren Salonwagen, von welchen ein besonders sanfter Gang erfordert wird, eignen.

* * *

Durch die Klose-sche Lenkachsconstruction ist der Ausgleich der Schienenwiderstände dadurch bewirkt, dass immer bei zwei auf einer Schiene laufenden Rädern die horizontalen Achsschenkeldrucke ins Gleichgewicht gesetzt werden.

Eine mindestens ebenso nahe liegende Lösung der Lenkachsigkeit bietet aber der Ausgleich der Widerstandsdifferenz der auf einer Achse befindlichen Räder, indem man jede Achse für sich und unabhängig von der anderen Achse lenkbar macht. Dieselbe ist in den Figuren 35 bis 37 schematisch dargestellt.

Die Druckstange l des Rades a greift hier an einem Hängeeisen h'' an, von welchem aus der Druck durch ein

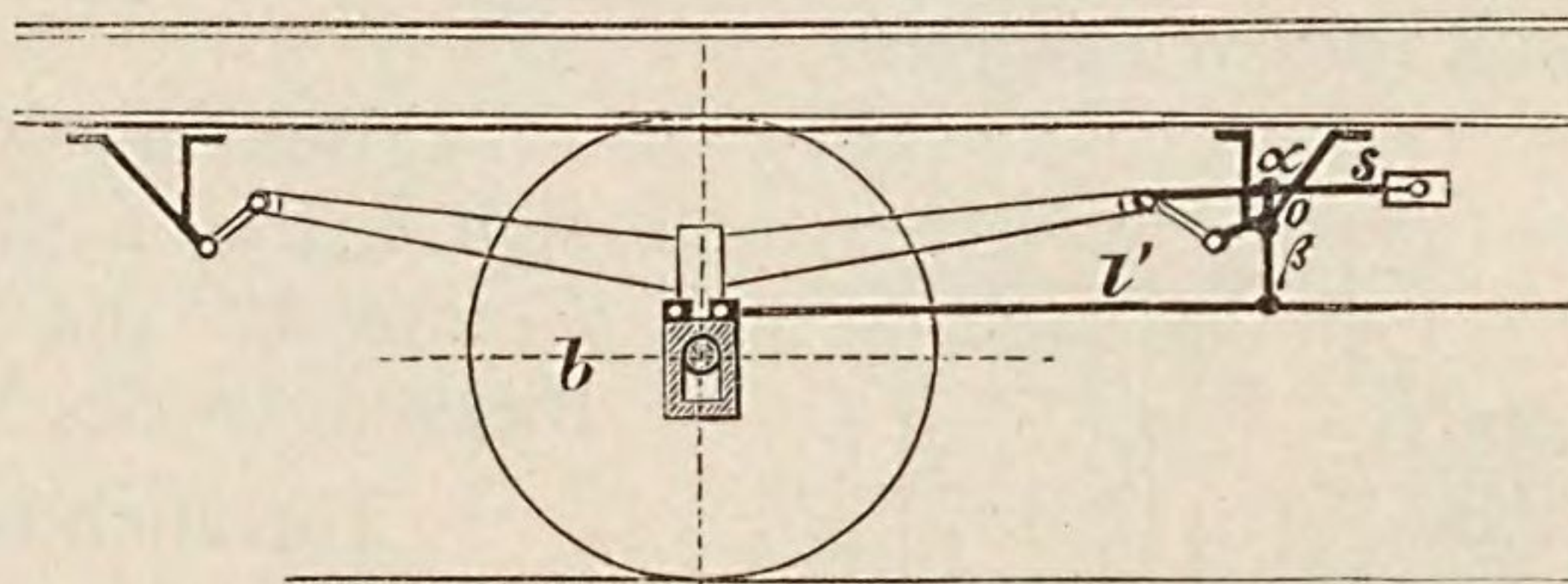


Fig. 35.

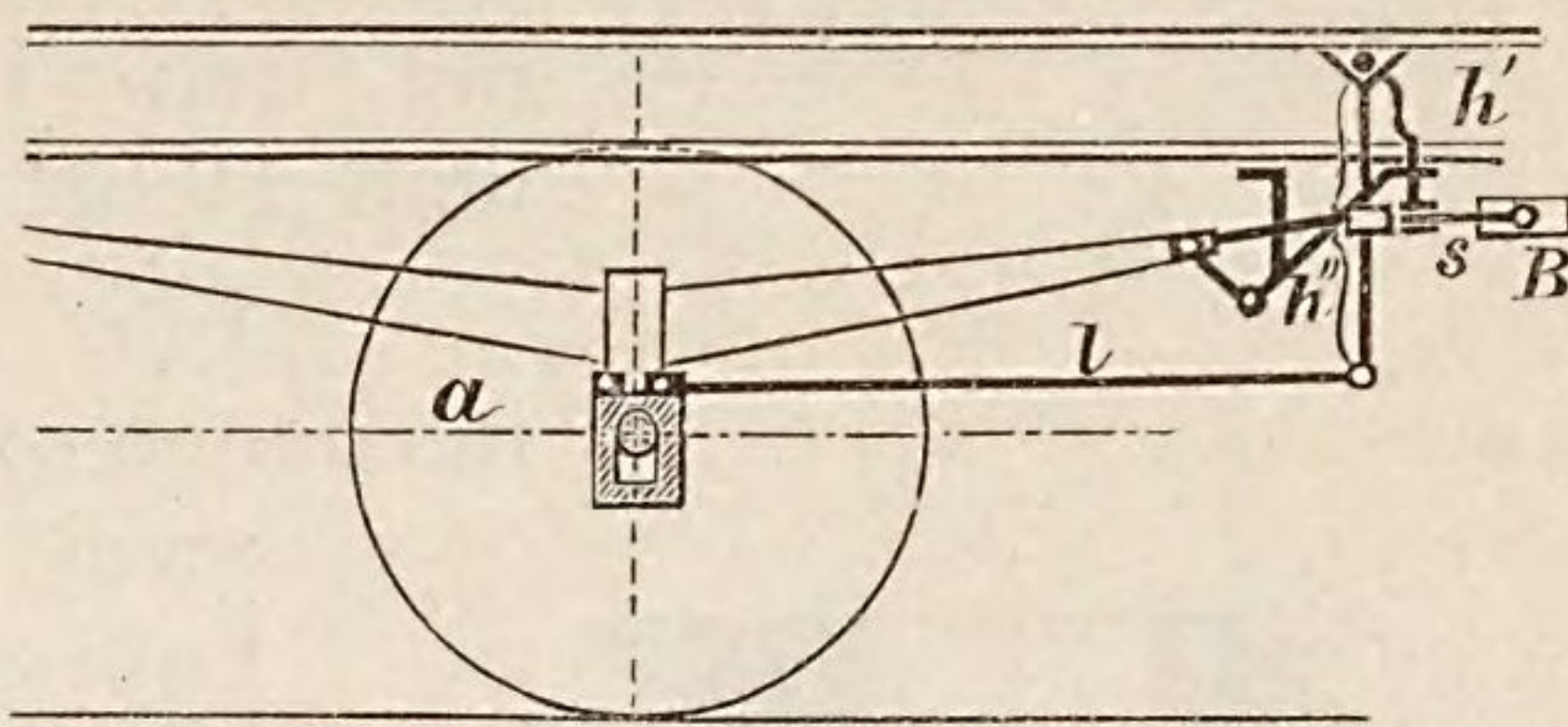


Fig. 36.

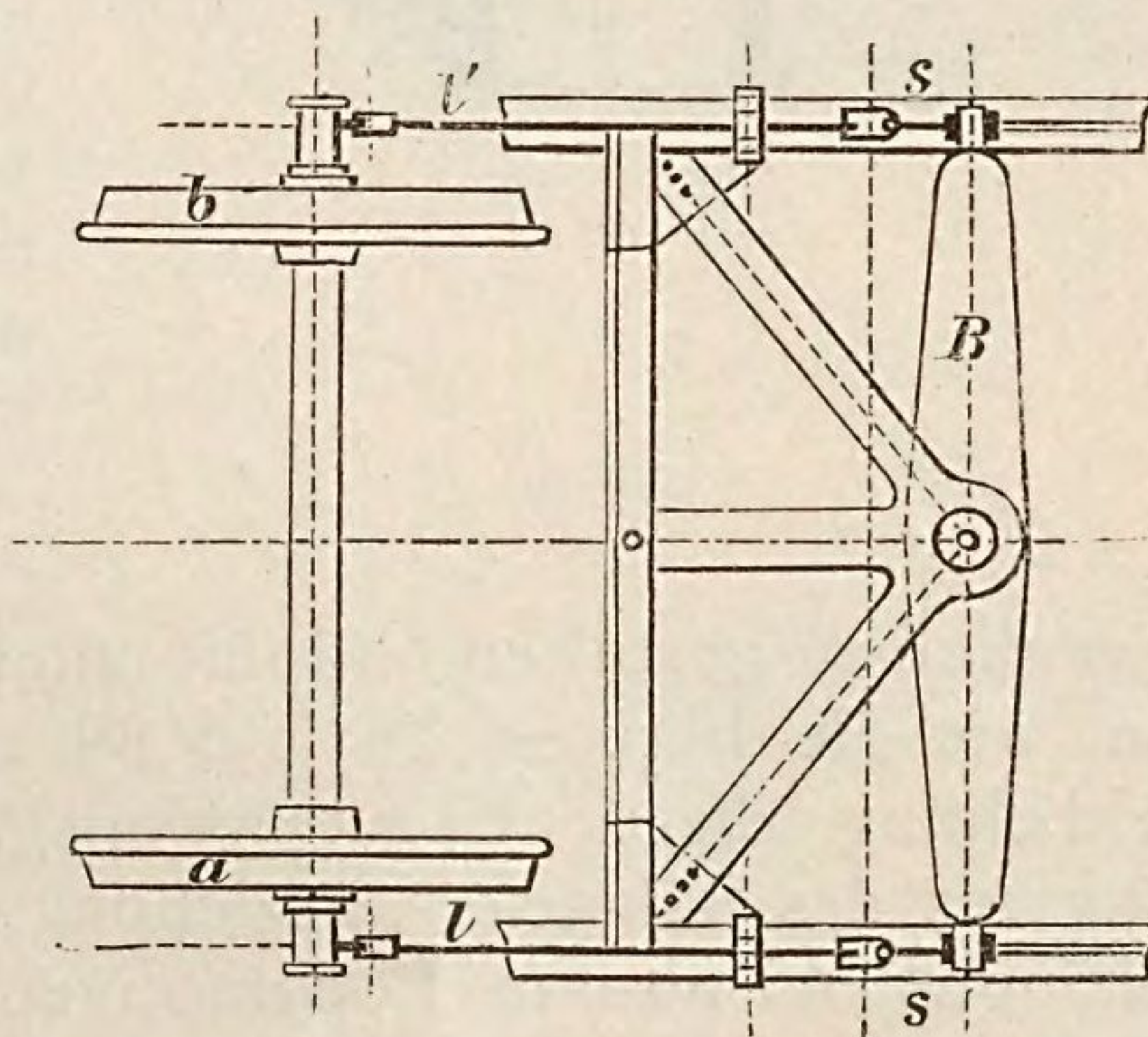


Fig. 37.

Charnierband s auf einen horizontalen Balancier B übertragen wird. Letzterer bewegt auf der Seite des Rades b einen um den Bolzen o des Federgehänges schwingenden zweiarmigen Hebel $\alpha\beta$, an dessen Ende die Druckstange l' der Achsbüchse des Rades b eingreift.

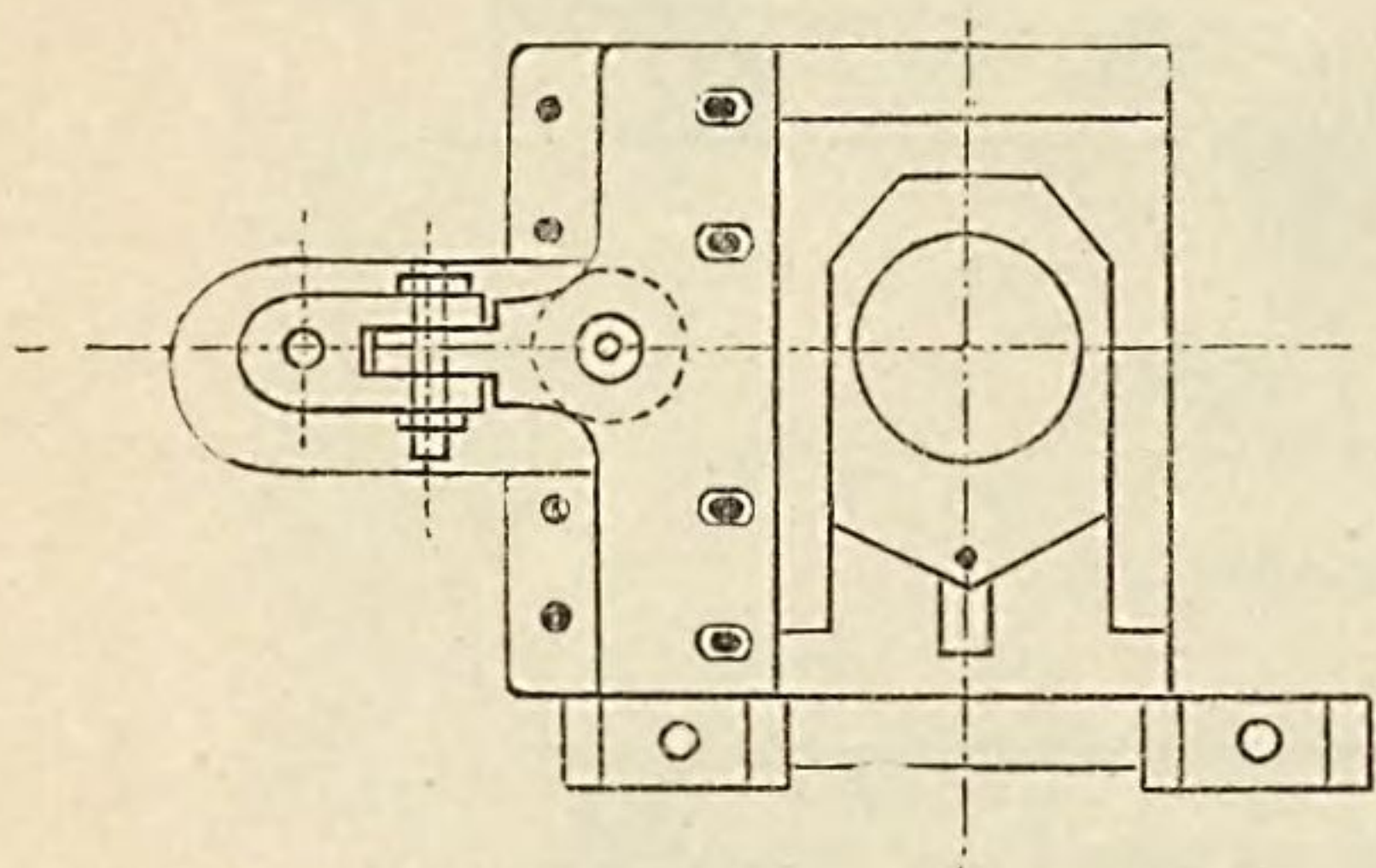


Fig. 38.

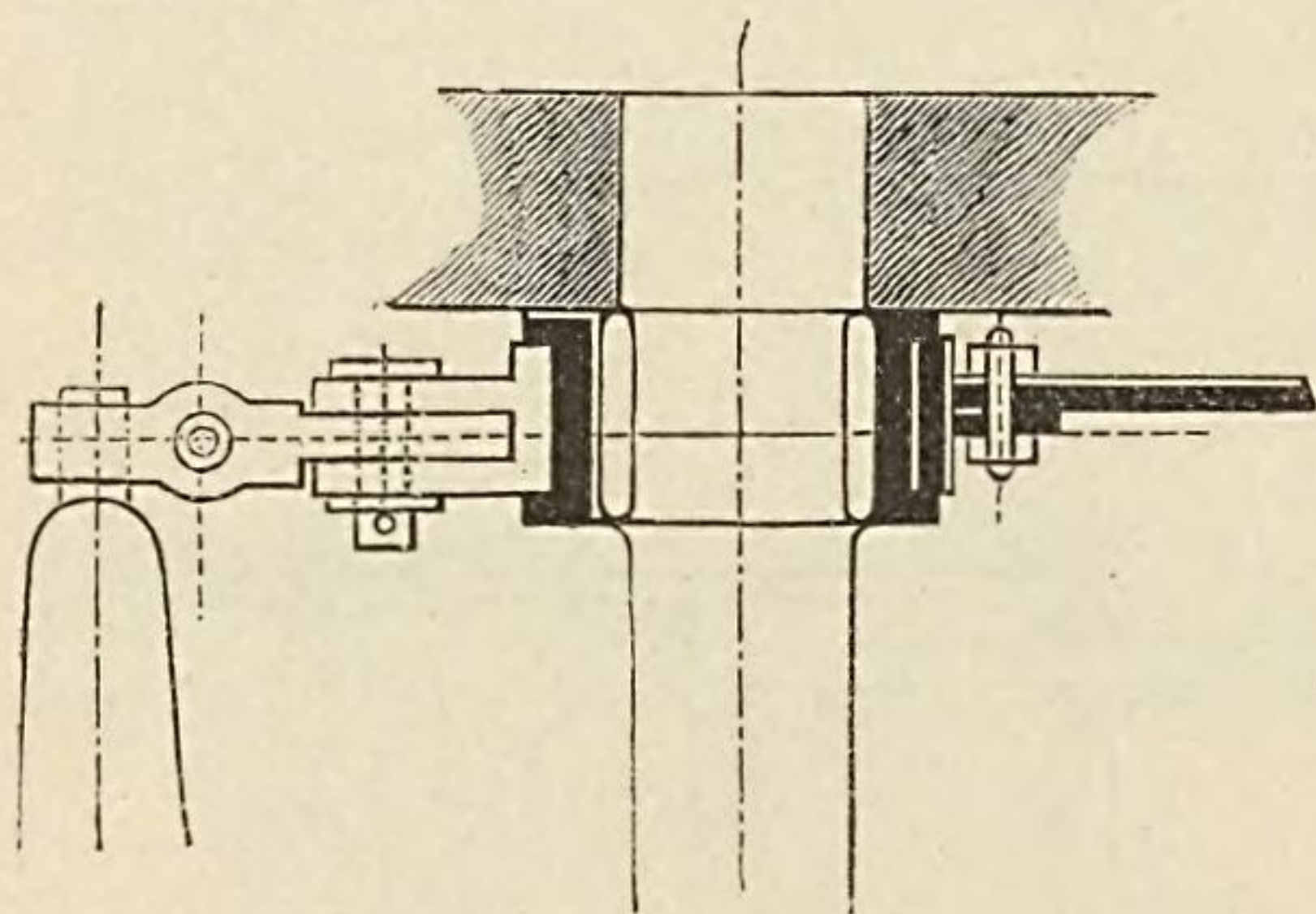


Fig. 39.

beweglich zu gestalten und mit einem Druckgestell zu versehen sein, wie die Figuren 38 und 39 zeigen; doch treten der Verwirklichung dieses Constructionsgedankens wegen der Anbringung des Balanciers, beziehungsweise des Druck-Ausgleichgestänges bei älteren Locomotiven noch besondere Schwierigkeiten entgegen, welche aber bei neu zu entwerfenden Locomotiven fortfallen.

Die auf diese Weise lenkachsiger hergestellten Einzelachsen haben vor allen übrigen, weitaus schwerfälligeren Constructionen beweglicher Laufachsen den grossen Vorthail, dass die Federn derselben mit denen anderer Achsen gekuppelt

Bei der Construction muss sich $\alpha:\beta = h':h''$ verhalten, worin h' und h'' die bezeichneten Abmessungen des Hängeseisens h sind.

Um auch hierbei eine Zwangstellung für die Mittellage herbeizuführen, sind die Federgehänge durch je ein Charnierband sowohl mit dem Hängeseisen h , wie mit dem Hebel $\alpha\beta$ verbunden.

Für alle diejenigen Fälle, in denen man in der Lage ist, zwei Achsen mit einander kuppeln zu können, wird die unabhängige Lenkbarkeit jeder Achse sich nicht empfehlen; wohl aber kann dieselbe von Vorthail sein, wenn es sich darum handelt, einzelne Achsen lenkbar zu machen, wie die Locomotivlaufachsen.

Bei den letzteren würde die hintere Achsgabelbacke

werden können, wodurch ein Belastungsausgleich mit der nächstgelegenen festen Achse ermöglicht wird.

Giebt man den derartig radial verstellbaren Laufachsen noch Spielraum in den Achsschenkeln, so kann die genaue und leichte Einstellbarkeit der Achsen, und somit eine grosse Schmiegsamkeit der Radgestelle bei Tenderlocomotiven mit grossen Radständen in einfacher Weise erreicht werden, was für die Aufgabe von Bedeutung ist, die Tender aus den Betriebsmitteln zu verbannen.

IV. Der Einfluss der Stoss- und Zugapparate auf den Zugwiderstand.

Bereits bei der Behandlung der auf den Spurkranz der Locomotive wirkenden Kräfte ist der Einfluss der Zughaken-spannung auf eine in Curven fahrende Locomotive beleuchtet worden.

Um nun die Wirkung der in den Stoss- und Zugapparaten auftretenden Kräfte genauer zu prüfen, werde ein in einer Curve befindlicher Wagenzug, wie ihn Figur 40 darstellt, der Betrachtung unterworfen.

Ist die in der Locomotivkuppelung wirkende Zugkraft Z_n , so wird, wie erwähnt, die Locomotive mit einem Moment $Z_n \cdot a$ um ihre verticale, durch die Treibachse gedachte Schwerpunktsachse so weit gedreht, bis der Spurkranz des äusseren Lauf-rades anstreicht.

Bei dieser Drehung muss aber die gleitende Reibung der Vorder- und Hinterachse auf den Schienen überwunden werden, so dass die Zugkraft nur eine Spurkranzpressung S der Locomotivräder hervorzurufen vermag, welche sich ergibt aus der Gleichung

$$Z_n \cdot a = (S_1 - G_1 f) l_1 + (S_3 - G_3 f) l_3$$

worin f der Coëfficient der gleitenden Reibung, G_1 und G_3 die bezüglichen Belastungen der Vorder- und Hinterachse sind.

Dieselbe Kraft Z_n , welche die Spurkranzreibung der Locomotive vermehrt, sucht aber den Wagen I mit einem Moment $Z_n \cdot a'$ so zu drehen, dass das äussere Laufrad der Vorderachse von der Schiene abgezogen, mithin der Spurkranzwiderstand vermindert wird.

Nun wirkt aber an der hinteren Kuppelung des Wagens *I* eine Spannung Z_{n-1}' , welche denselben mit dem Moment $Z_{n-1} \cdot a'_2$ in entgegengesetzter Richtung zu drehen sucht.

Es ist aber Z_n um den Eigenwiderstand des Wagens *I* grösser als Z_{n-1} , während a' und a'_2 gewöhnlich gleich gross sind. Infolge dessen wird der Wagen mit einem Moment $Z_n \cdot a' - Z_{n-1} \cdot a'_2$, durch die Zugapparate in eine seinem Eigenwiderstand günstige Lage gedreht.

Denkt man sich der Einfachheit wegen die Kraft Z_n und Z_{n-1} in eine Resultante Z'_r zusammengesetzt, deren normaler Abstand am Wagenschwerpunkt a'_r ist, so drückt sich das auf Verminderung der Spurkranzreibung des Wagens *I* gerichtete Moment durch $Z'_r \cdot a'_r$ aus; desgleichen das des Wagens *II* $= Z''_r \cdot a''_r$, desgleichen das des Wagens *III* $= Z'''_r \cdot a'''_r$ und so fort — bis zum n^{ten} , beziehungsweise letzten Wagen, für welchen das Moment $= Z_1' \cdot a^n$ ist.

Die Summe dieser Momente, durch welche im Wagenzuge die Spurkranzdrucke gegen die der frei laufenden Wagen vermindert werden, beträgt demnach

$$= \sum Z_r \cdot a_r + Z_1 \cdot a^n.$$

Dieselbe müsste gleich sein dem Moment $Z_n \cdot a$, durch welches die Spurkranzdrucke an der Locomotive vermehrt werden.

Daraus folgt, dass die für den Widerstand des Wagenzuges günstige Lage der Kuppelungen und Zugstangen schädlich ist für den Eigenwiderstand der Locomotive, was darauf hinweist, die Zugvorrichtung an der Locomotive so herzustellen, dass die letztere keine Drehung erfährt; also indem man entweder wie bei der Polonceau'schen Kuppelung die Zugkraft im Schwerpunkt der Locomotive angreifen lässt, wodurch jedes Drehmoment wegfällt, oder indem man durch die Zugkraft ein Drehmoment von entgegengesetzter Richtung erzeugt.

Letzteres liesse sich erreichen, wenn man die Kuppelungen an der Innenseite der Locomotive etwa im Punkte *i* befestigte. Aldann wird jedoch das Drehmoment Za (in Fig. 40 punktirt angedeutet) sowohl für die Locomotive wie für den Wagen viel zu stark ausfallen.

Die Einwirkung der Kuppelungen auf die Stellung der Fahrzeuge in Curven wird am klarsten, wenn man sich die-

selben das eine Mal an der Aussenseite und das andere Mal an der Innenseite des Zuges angebracht denkt.

Im ersten Fall, d. i. in der Lage ee' der Kuppelungen, wird die der Spurkranzreibung vermehrende Drehung der Locomotive am stärksten, ebenso aber auch die Drehung des Wagens, welche das äussere Vorderrad von der Aussenschiene abzieht.

Im zweiten Fall, in der Stellung ii' der Kuppelung, erfolgt eine die Spurkranzreibung vermindernde Drehung der Locomotive, während für die Wagen das Drehmoment auf Vermehrung der Spurkranzreibung wirkt.

Nun wird aber durch die Vergrösserung der Spurkranzreibung sämtlicher Wagen der gesammte Zugwiderstand jedenfalls in viel höherem Maasse vermehrt, als durch die der Locomotive. Ausserdem wird die Locomotive wegen ihres grossen Gewichtes dem Drehmoment einen stärkeren Widerstand entgegensetzen als die Wagen (wenigstens als die letzten Wagen im Zuge); so dass für die Zugvorrichtungen die Verminderung des Wagenwiderstandes maassgeblich bleibt, und die Verminderung des Locomotivwiderstandes durch Constructionstheile der Locomotive Rechnung getragen werden muss.

Aus Vorstehendem erhellt ferner, dass diejenige Lage der Zugstangen und Kuppelungen zum Geleise die bessere ist, in welcher dieselben ein die Geleismittellinie umschliessendes Polygon bilden. (Vgl. Fig. 42.)

Es war nämlich auch die Ansicht vertreten, dass die Zugapparate auf den Zugwiderstand am günstigsten einwirken müssten, wenn dieselben die Schwerpunkte der Wagen gelenkig verbinden, so dass in der Curve die Geleismittellinie das Zugkräftepolygon umschliesst, wie in Figur 42 und Fig. 40 zwischen Wagen VI und VII punktirt angedeutet ist.

Anstatt die Zugstangen in den Schwerpunkten der Wagen gelenkig zu machen, was constructiv schwierig ist, sollte es schon genügen, die Knickpunkte etwa über den Achsmitten anzubringen. (Vgl. in Fig. 41 die punktirten Linien.)

Der Vortheil sollte darin bestehen, dass alsdann die Zugkräfte die Wagen überhaupt nicht zu drehen strebten und dass die Resultante Z_r aus den Zugkräften der Centrifugalkraft entgegenwirkt.

Offenbar hatte man hierbei ausser Acht gelassen, dass der Curvenwiderstand des frei laufenden Wagens grösser ist

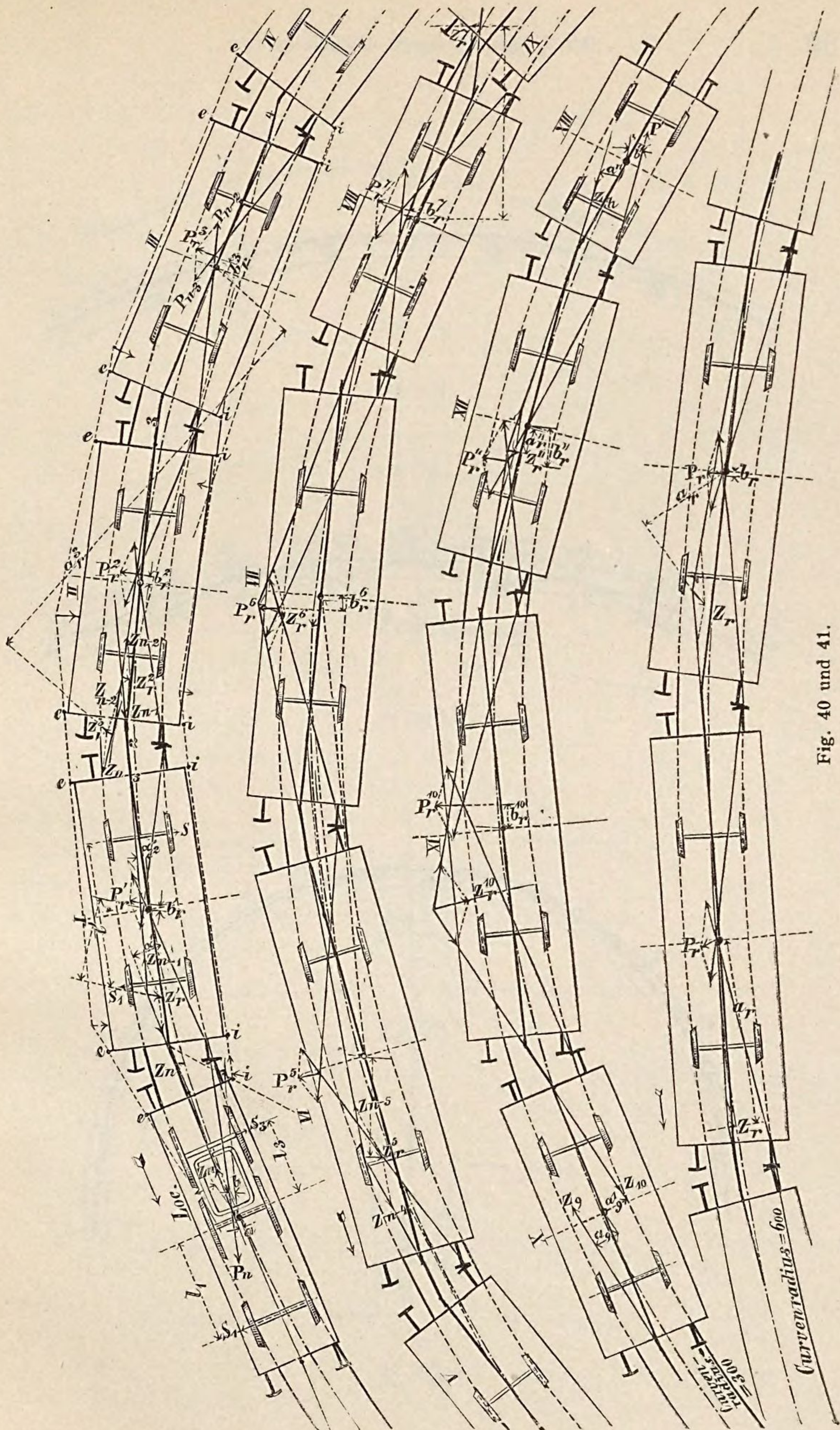


Fig. 40 und 41.

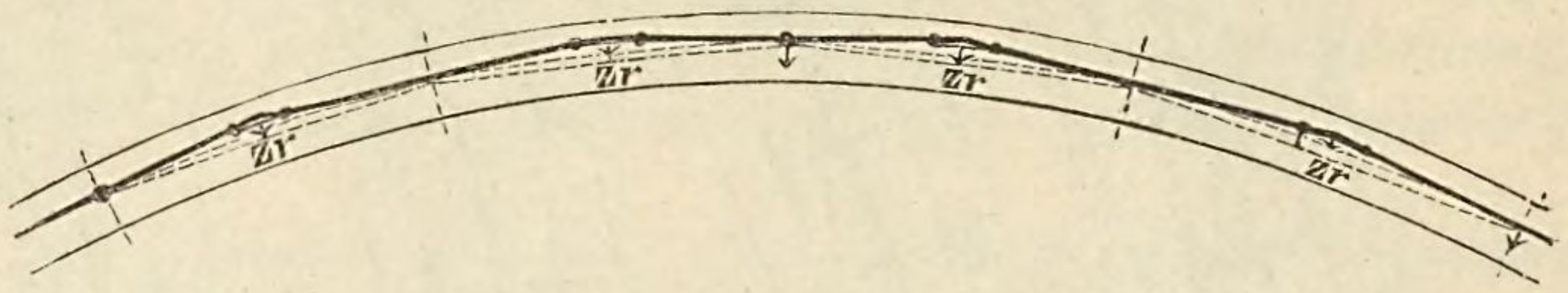


Fig. 42.

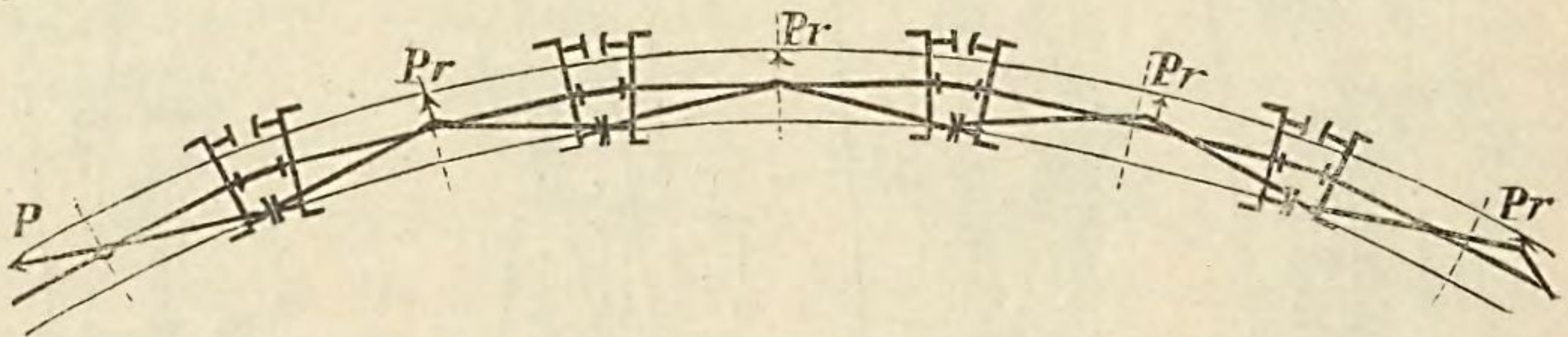


Fig. 43.

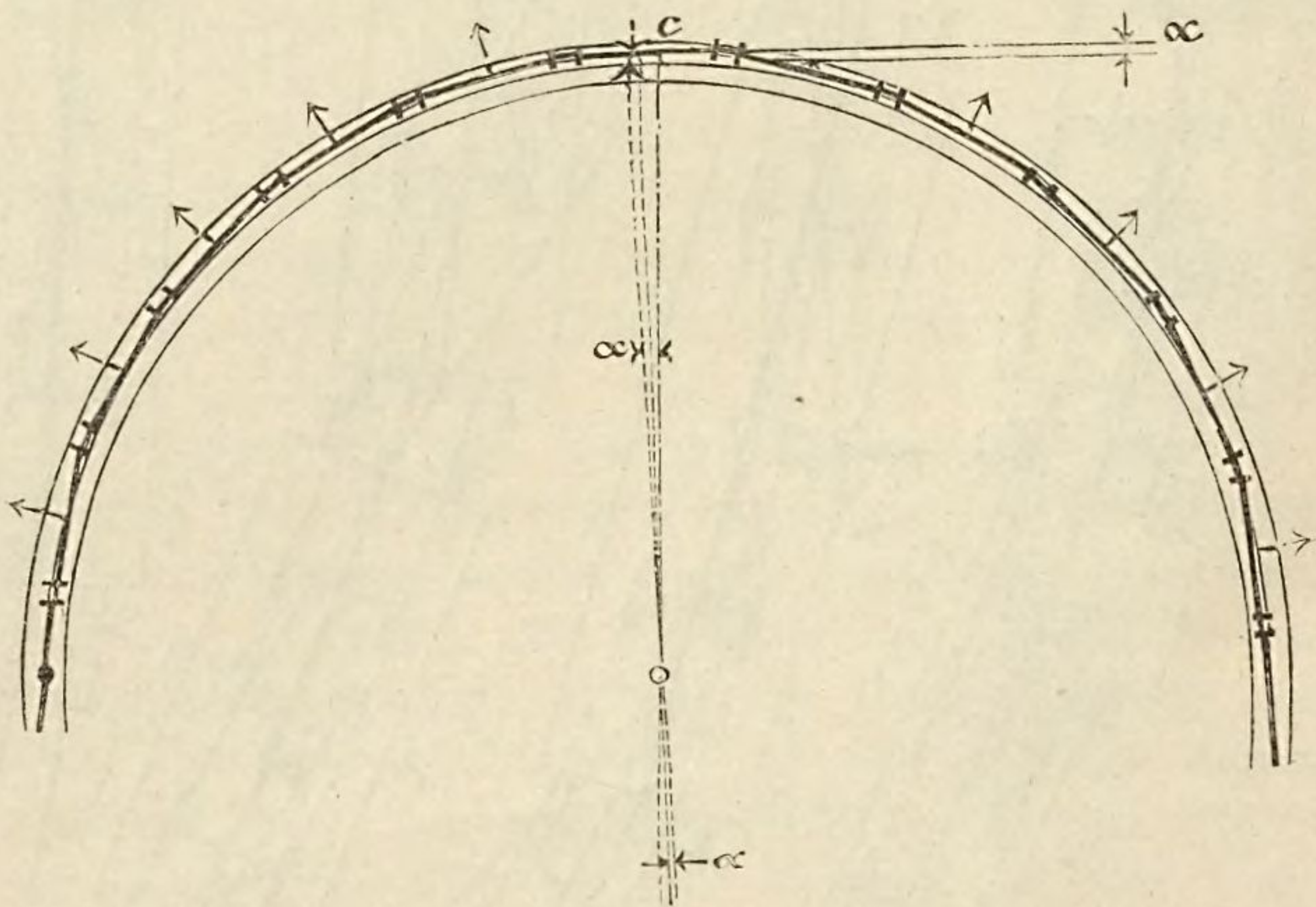


Fig. 44.

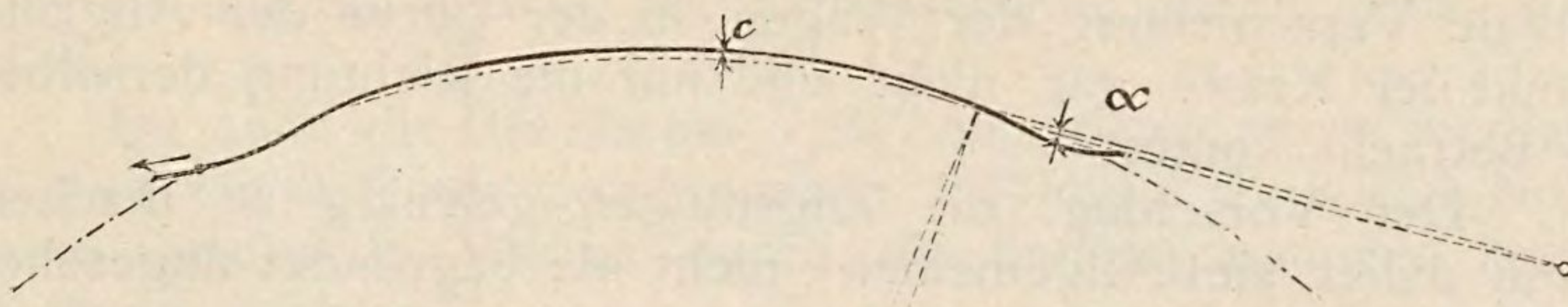


Fig. 45.

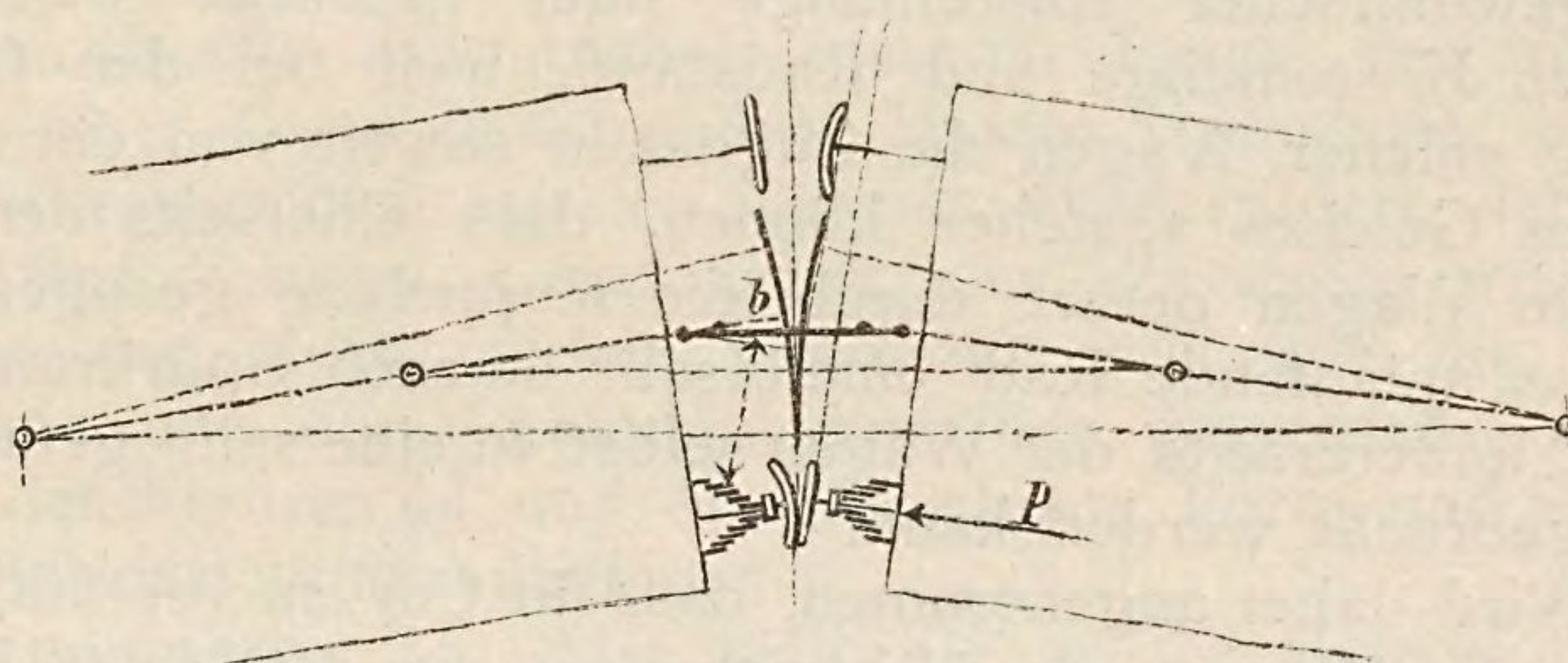


Fig. 46.

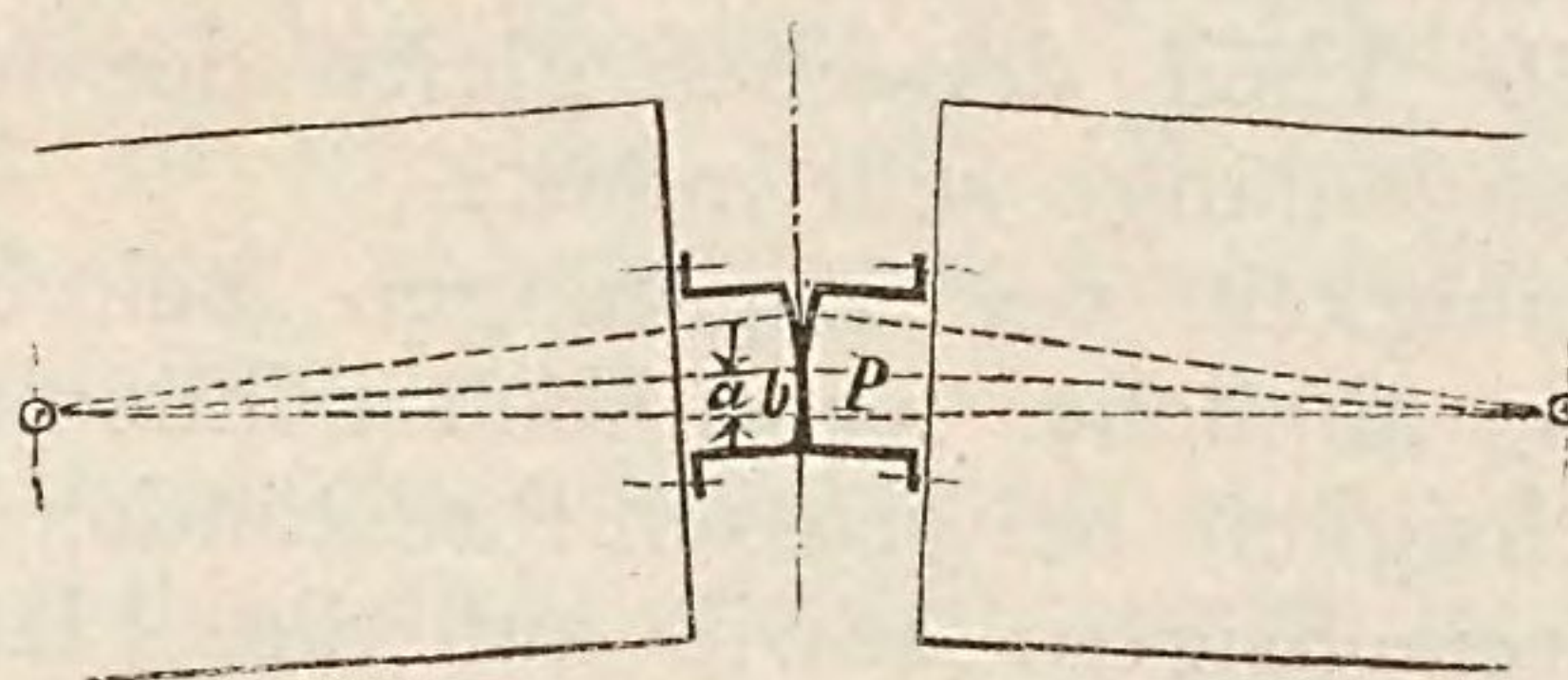


Fig. 47.

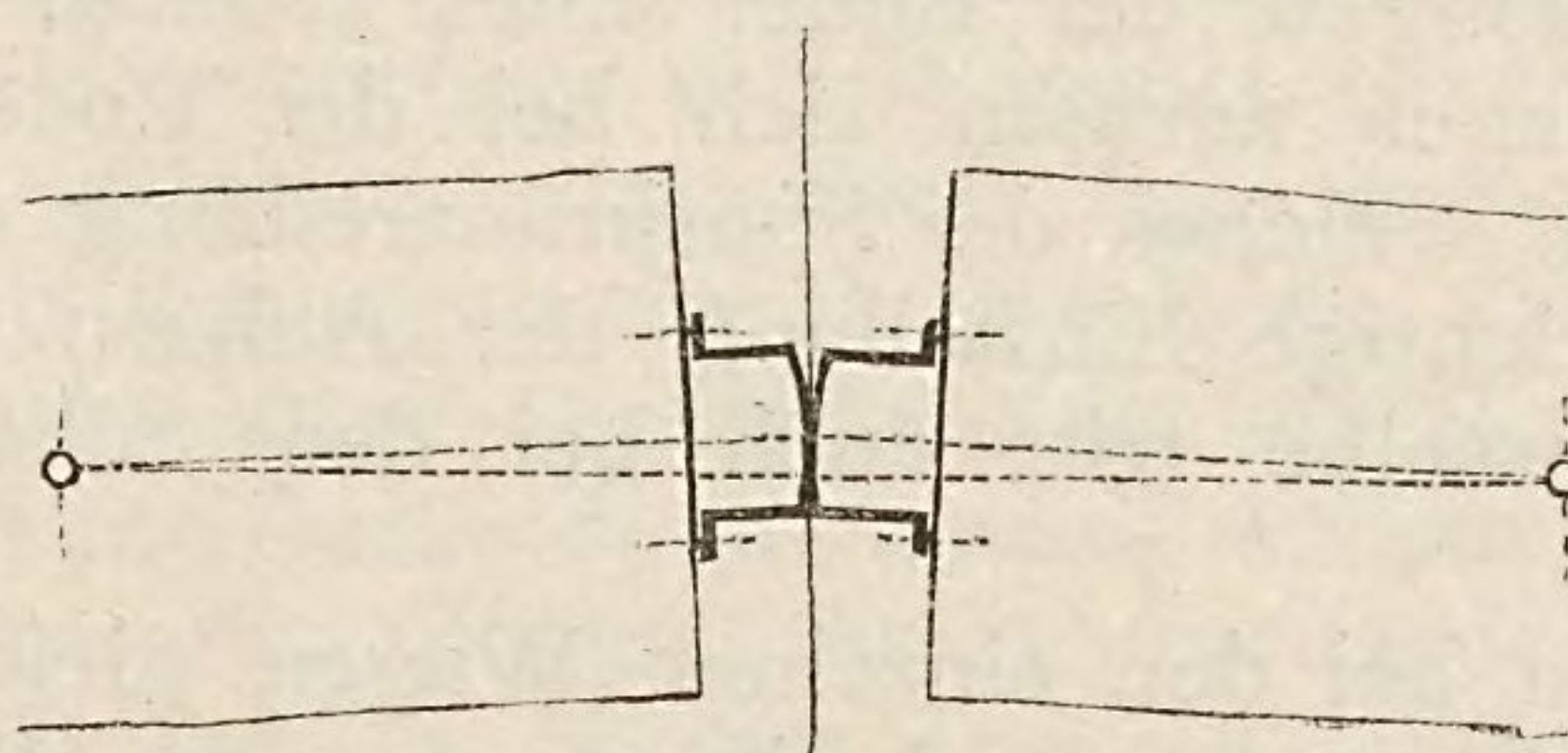


Fig. 48.

als bei den im Zuge laufenden Wagen und dass für die radiale Verschiebung der Wagen in der Curve der Angriffspunkt der Kräfte gar nicht und nur die Richtung derselben in Betracht kommt.

Der Vorschlag, die Zugstangen gelenkig zu machen, kann daher »im Allgemeinen« nicht als begründet angesehen werden.

Die Gelenkigkeit der Zugstangen wird sich aber in besonderen Fällen dennoch empfehlen und zwar bei Wagen von aussergewöhnlicher Kastenlänge oder grossem Verhältniss zwischen Kastenlänge und Radstand, weil bei der Curvenstellung solcher Wagen die Zughaken soweit von der Mittellinie des Geleises abstehen können, dass einerseits der angekuppelte Wagen derart durch die Kuppelung gezogen wird, dass das anlaufende Rad einen sehr starken Spurkranzdruck erfährt, andererseits der Wagen selbst in eine sehr gefährliche Lage gebracht werden kann.

Wird daher angenommen, dass für Curven von 300 Meter Radius die Wagen von 7, beziehungsweise 10 Meter Kastenlänge als normal gelten, so würde für Wagen von entsprechend grösseren Längen, von etwa 13—18 Meter eine Knickung der Zugstangen zweckmässig sein, wobei der aus einem Stück bestehende steife Theil derselben gleich der normalen ungeknickten Zugstangenlänge sein müsste.

Die Gelenkigkeit der Zugstangen bei langen Wagen spielt daher eine ähnliche, wenn auch minder wichtige Rolle wie die Lenkachsigkeit bei grossen Radständen und wird sich nur auf die dreiachsigen, sowie auf die Plateau- und auf sämtliche Wagen mit Truckgestellen zu erstrecken haben.

In welcher Weise sich die Gelenkigkeit der Zugstangen ausführen lässt, ist aus der anliegenden Zeichnung ersichtlich.

Die Pressungen der Buffer eines in einer Curve befindlichen Wagenzuges äussern sich bei der Locomotive durch ein Moment Pb , welches der Spurkranzreibung entgegenwirkt, indem es die richtige Einstellung der Achsen in das Geleise begünstigt. Dasselbe tritt auch bei den Schlusswagen des Zuges ein.

Setzt man bei den einzelnen Wagen gleiche Radstände und Kastenlänge voraus und nimmt man an, dass die Bufferfedern gleiche Elasticität besitzen und gleich stark durch die Kuppelungen angespannt worden sind, so werden auch die

Bufferpressungen in der Curve zu beiden Seiten eines jeden Wagens mit Ausnahme der Schlusswagen gleich gross ausfallen.

Da auch die Hebelarme b', b_2'' etc. gleich gross werden, so wird die Differenz der Momente Pb' und $P'b'_2$ gleich Null, daher werden die Wagen durch die Bufferspannungen keine Drehung erfahren.

Es werden aber die Resultanten P_r aus den Bufferspannungen P_n und P'_{n-1} die Wagen nach dem äusseren Schienenstrange zu drücken suchen. Daher werden sich die Spurkranzdrucke sämtlicher äusseren Räder der mittleren Wagen eines Zuges in demselben Maasse vermehren, wie sich die Spurkranzreibung an den äusseren Vorderrädern der ersten und letzten Fahrzeuge vermindert, der Wagenzug wird demnach in der Mitte stärker gekrümmt sein wie die Geleismittellinie und die Verbindungslinie der Wagenschwerpunkte die in den Figuren 44 und 45 gezeichnete Form und Stellung zur Geleismittellinie annehmen.

Nimmt man an, dass sich die an die Geleismittellinie und Wagenschwerpunktlinie gelegten Tangenten, welche in den Durchschnittspunkten der nach den Wagenschwerpunkten gezogenen Radien errichtet sind, unter den Winkeln α, α' etc. schneiden, so wird das Moment M , welches das gekrümmte Geleise gerade zu strecken sucht, $M = \sum P_r \cdot \sin \alpha \cdot c$ —, worin c der jeweilige Abstand der Geleismittellinie von der Wagenschwerpunktlinie ist.

Diese Wagenschwerpunktcurve wird eine bedeutende Aenderung auch dann nicht erleiden, wenn der Zug aus Wagen von sehr verschiedener Grösse mit sehr ungleich grossen Bufferpressungen zusammengesetzt ist.

Denn, wie aus den Figuren 43 und 41 bei Wagen *III* hervorgeht, werden die Bufferpressungen P^3_r den Wagen immer nach aussen zu drücken suchen, womit jedoch eine Verdrehung des Wagens verbunden ist, je nachdem P_{n-2} grösser oder kleiner als P_{n-3} ist, beziehungsweise je nachdem die Kuppelung 3 stärker oder schwächer angespannt ist als Kuppelung 4.

Wie bekannt, kann durch starkes Anspannen der Kuppelungen bei längeren Zügen der Curvenwiderstand um das Doppelte erhöht werden, so dass man auf gekrümmten Strecken bei Güterzügen genöthigt ist, die Wagen ohne Berührung der Buffer zu kuppeln, und hierdurch erhält der schädliche Ein-

fluss der Bufferspannungen auf den Curvenwiderstand den deutlichsten Beweis.

Soll derselbe behoben werden, so müssen:

1. Die auf die Abweichung der Wagenschwerpunktslinie von der Geleismittellinie wirkenden Kräfte klein gehalten, also der Zug schlapp gekuppelt werden;

2. die »Bufferstände« (!) der einzelnen Wagen gleich gross gemacht;

3. die Buffer an jeder Wagenstirnwand, folglich durch den ganzen Zug, mit gleicher Pressung angespannt werden.

Durch die erste Vorschrift wurde aber eine starke Vermehrung des Widerstandes im geraden Geleise hervorgerufen und auf die 2. und 3. kann überhaupt keine Rücksicht genommen werden. Mithin lässt sich der durch die Bufferpressungen veranlasste Zugwiderstand nur durch eine Aenderung der Bufferconstruction einschränken.

Die Bufferpressung in den Curven hängt nun ab:

1. von der Bufferspannung der im geraden Geleise befindlichen Fahrzeuge, welcher so bemessen wird, dass die Wagen ruhig und leicht im geraden Geleise laufen;

2. von dem Curvenradius,

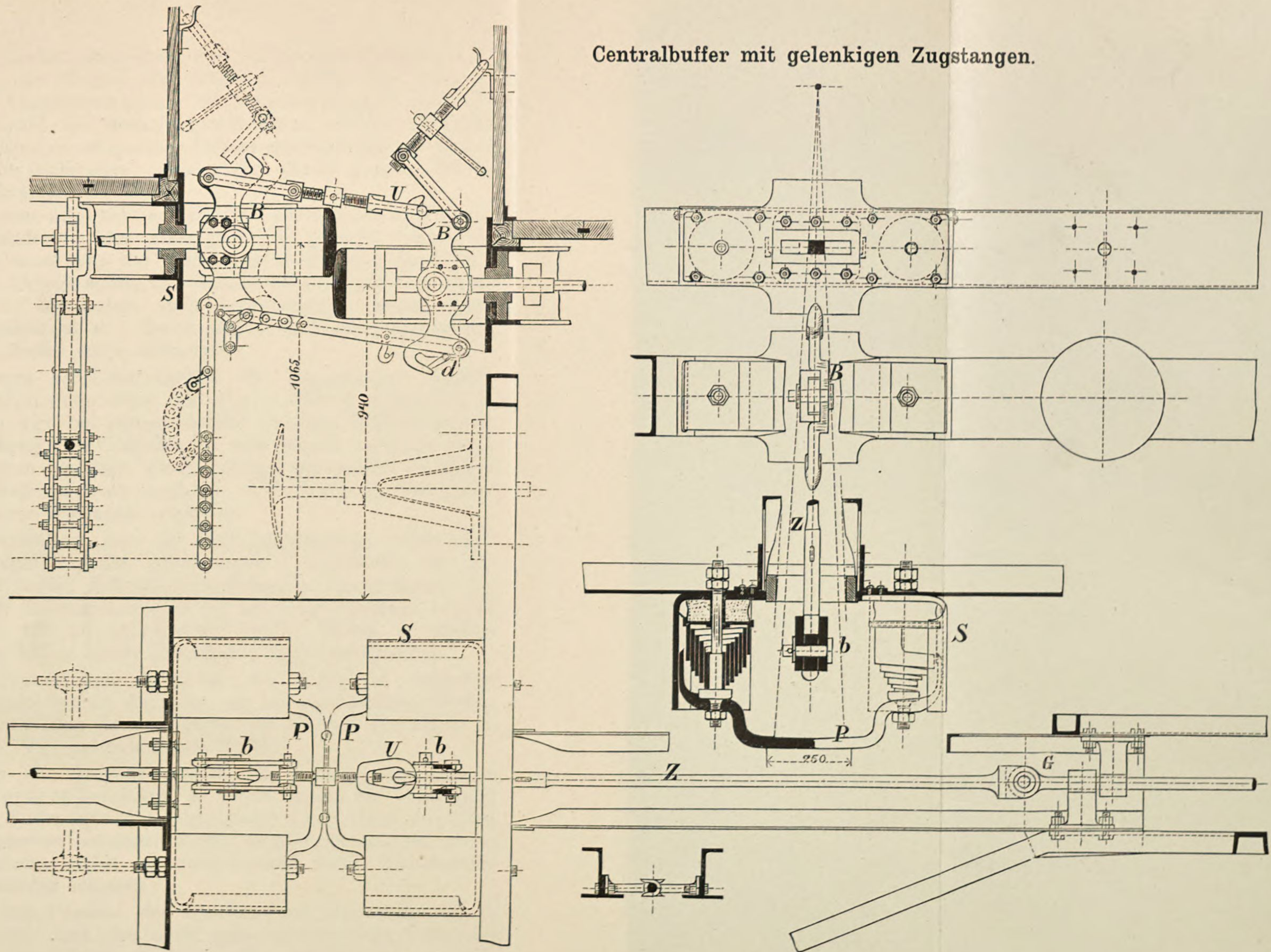
3. von dem Bufferabstand, beziehungsweise dem Abstand ab des Buffers von den Zugkaken, welcher der Hebelarm desjenigen Momentes ist, welches auf die Geradestreckung des Zuges wirkt. (Vgl. Fig. 46.)

Je kleiner der Abstand ab gemacht wird, desto geringer wird die schädliche Einwirkung der Bufferpressungen auf den Curvenwiderstand.

Macht man den Abstand $ab = 0$, d. h. führt man Centralbuffer ein, so verliert die Bufferspannung den Einfluss auf den Curvenwiderstand, weil einerseits das Moment $Pa = 0$ wird, andererseits die Kräfte P durch die Schwerpunkte der Wagen gehen, sobald die Buffer nach solchen Kreisbögen geformt sind, welche die Schwerpunkte der Wagen zu Mittelpunkten haben, und weil ferner die Bufferpressung P selbst stets constant, d. i. gleich der für das gerade Geleise ertheilten Spannung ist.

Die für die Curvenbefahrung zweckmässigste Stellung und Form der Buffer wird daher die der Figur 47 entsprechende sein.

Centralbuffer mit gelenkigen Zugstangen.



A. O. V.

Nun bilden aber bei freier — nichtzwangläufiger — Kuppelung der Wagen die seitlichen Buffer das sicherste Mittel zur Verminderung der Schlingerbewegungen und wird deshalb sowohl der Bewegungswiderstand wie die Sicherheit von Entgleisungen im geraden Geleise einerseits durch scharfes Kuppeln der Fahrzeuge, andererseits durch grossen Bufferabstand erhöht.

Will man auch bei Centralbuffern durch scharfes Kuppeln eine Verminderung des Schlingerns im geraden Geleise erreichen, so muss man die einpunktige Berührung der Buffer, welche die Uebertragung der Seitenschwenkungen von einem Fahrzeug auf das andere nicht zu vermitteln vermag, durch eine mehrpunktige, d. i. durch eine Linienberührung ersetzen, mithin die Buffer vorne abflachen.

Da man bei Centralbuffern die Kuppelungen beliebig fest anspannen kann, ohne den Zug in Curven steifgängig zu machen, so wird bei entsprechender erhöhter Bufferspannung die Abflachung der Centralbuffer sich ebenso wirksam gegen das Schlingern beweisen, wie die weniger gespannten doppelten Buffer. Allerdings wird durch die Abflachung die Bewegung in den Curven wiederum erschwert.

Es vereinigen aber die theils abgeflachten, theils nach dem Wagenmittelpunkt gekrümmten Centralbuffer die Erfüllung der beiden sich entgegenstehenden Forderungen, den Einfluss der Bufferspannungen auf den Zugwiderstand sowohl im geraden wie im gekrümmten Geleise gering zu machen und können daher keiner derselben absolut entsprechen.

Selbstverständlich bedürfen die Buffer in verticaler Richtung einer flachen Wölbung, um bei verschiedenen Bufferhöhen in verticalen Schwingungen ein Kanten der Buffer zu vermeiden. (Vgl. nebenstehende Tafel.)

Wäre die Aufgabe gestellt, die Schlingerbewegungen thunlichst ganz zu beseitigen, so würde man in die vollständig gewölbten Buffer eine Art Verzahnung durch einen lose über den Stossblechen sitzenden Reiter anzubringen haben, wobei die Stossbleche selbst mit entsprechend tiefen Einschnitten versehen werden müssten.

Für das Passiren der Weichen und Herzstücke ist es aber geboten, dass eine nicht ganz unbedeutende Seitenverschiebung der Wagen gegeneinander möglich ist, weshalb

auch eine derartige Verklüftung unzweckmässig und Wagen mit flachen Buffern anzuwenden sein dürften.

Ein Mittel, um trotz der Abflachung der Centralbuffer selbst einer geringen Vermehrung des Curvenwiderstandes vorzubeugen, liegt in der Knickung der Zugstangen, weil das Drehmoment Pab selbst für die schärfste Curve gleich 0 gemacht werden kann, wie Fig. 46 verdeutlicht.

Auf der erwähnten Tafel ist nun die Construction eines Centralbuffers mit gelenkigen Zugstangen durchgeführt.

An den äusseren Zugstangenenden ist um den Bolzen b drehbar ein Hakenbalancier angebracht, welcher zwei Zugketten und zwei Kuppelungsketten aufnimmt. Die leere, obere Kuppelung ist in der Ruhelage am Wagenkasten aufgehängt, die untere hängt frei herunter.

Beim Abkuppeln der Wagen wird zunächst die obere Kuppelung gelöst und erst nachdem die Balanciers B nachgiebig geworden sind, die untere Kette.

Für das Kuppeln einzelner Wagen bei kleiner Rangirarbeit genügt das Einhaken nur der unteren Kette, in welchem Fall der Balancier B mit dem oberen Bolzenauge gegen das Schutzblech S stösst. Die obere Kuppelung ist, um das Einhängen zu erleichtern, nur an einer Stelle gelenkig und nimmt der Bügel u gleichzeitig die Gewindemutter auf.

Die untere Kette wird lose in denjenigen Kettenbolzen eingehängt, welcher bei Berührung der Buffer die kürzeste Entfernung der unteren Haken zulässt; alsdann erst wird die obere Kuppelung eingehakt und gespannt. Zu letzterem Zweck hat die Kuppelungsspindel einen verschiebbaren Spannhebel wie die Schraubstöcke, weil die Buffer die Drehung eines festen Hebels bei eingehakter Kuppelung hindern.

An dem unteren Zugkaken ist eine Hakenklinke d gegen das Herausfallen der unteren Kette bei zusammengedrückten Buffern vorgesehen.

Das Stossblech P ist mit den Federstiften fest verbunden und theils durch diese, theils durch das Schutzblech S geführt. Wenn erforderlich, liesse sich diese Führung noch sehr vervollkommen.

Das Kuppeln der Wagen dürfte mit dieser Anordnung der Zugketten wenig mehr Zeit erfordern, wie bei den jetzigen Zugapparaten, welche auch zwei Handgriffe:

1. das Einhängen der Hauptkuppelung,

2. das der Sicherheitskuppelung nothwendig machen.

Eine besondere Sicherheitskuppelung ist bei der gezeichneten Vorrichtung nicht nöthig, weil die obere und untere Kette gegenseitig für einander eintreten, sobald eine derselben reisst und auch sonst völlige Sicherheit gegen Zugtrennung gewährt ist.

Die etwas unbequemere Art des Kuppelns mit der fraglichen Vorrichtung dürfte durch den erleichterten Zutritt zu den Kuppelketten reichlich ausgeglichen sein, so dass die Hantirung im Ganzen keine beschwerlichere als bei den jetzigen Kuppelungen ist.

Die Herstellungskosten des entworfenen Zug- und Stossapparates dürften sich bei der etwaigen Massenfabrikation eher billiger als theurer den jetzigen gegenüberstellen, denn nur der Zughakenbalancier ist als ein schweres und von besonders gutem Material auszuführendes Schmiedestück anzusehen, welches indess den jetzigen Buffertellern und Bufferkreuzen (Federhülsen) an Schwierigkeit sehr nachsteht.

Auch lässt sich annehmen, dass noch bessere Zug- und Stossapparate entworfen werden, welche die in Rede stehenden Bedingungen erfüllen, sobald der Frage ernstlich näher getreten wird.*)

Die Beurtheilung, ob es sich lohnt, die beregte Aenderung der Zug- und Stossapparate anzustreben, kann wiederum nur auf Versuche gegründet werden, welche die, durch das Kuppelungssystem erreichte Zugkraftersparniss darthun.

In derselben Weise, wie bei der Ermittlung des besten Spurprofiles und des Werthes der radialen Achsstellungen wird man auch hierbei aus der verminderten Zugkraft auf die Verminderung der Zugkosten rechnerisch am einfachsten schliessen.

Erleiden die Herstellungskosten keine Veränderung, so wird auch die geringste stetig nachgewiesene Zugkraftersparniss auf die Aenderung des Buffersystems hinwirken.

Mit der Einführung des fraglichen Buffersystems neben der richtigen Anwendung der Lenkachsen und Trucks und

*) Trotz längerer Bemühungen ist uns, eine einfachere Kuppelung zu finden, nicht gelungen, so lange wir die Verbindung der Wagen durch eine Kette und ein Hakenpaar für unzureichend erachteten, wie die Grondana-sche Kuppelung (Glaser's Annalen im August 1885, S. 49), welche für Hauptbahnen eine zu geringe Federdurchbiegung gestattet und zu unsicher ist.

des besten Spurprofiles würde man das Maximum in der Verminderung des Zugwiderstandes erreichen und damit auch die billigste Beförderung, soweit dieselbe von den Schienen, Rädern und Räderverbindungen und deren Unterhaltung abhängt, sowie das grösste Maass der Fahrsicherheit.

Die vorstehenden Untersuchungen über die in den Zug- und Stossapparaten, wie über die in den Schienen auftretenden Kräfte führen weiter dazu, dass die Schienenwiderstände durch die Spurerweiterungen nicht vermindert, wohl aber erhöht werden können, weil dieselben eine schiefe Stellung der Wagen im Geleise begünstigen.

Die Spurerweiterung hat daher bezüglich des Zugwiderstandes nur insofern Bedeutung, als sie dem durch die Doppelbuffer hervorgerufenen Moment zur Geradestreckung des Zuges etwas nachgiebt. Bei Centralbuffern wird die Spurerweiterung überflüssig, vorausgesetzt, dass die betreffenden Curven von Fahrzeugen befahren werden, welche entweder lenkachsrig sind, oder deren Radstand bei steifen Achsen, noch so klein ist, dass sich die Radflanschen nicht klemmen.

V. Ueber die aussergewöhnlichen Mittel zur Verminderung des Zugwiderstandes.

Nicht nur durch geeignete Construction der einzelnen Theile der Fahrzeuge vermag man den Bewegungswiderstand der Züge in engen Grenzen zu halten, sondern auch durch äussere Mittel, und zu diesen gehören:

1. die Schmierung der Spurkränze oder der inneren Schienenkopfflanken;

2. die Anbringung von Federn an den Achsbüchsen und Achsgabeln zur Abschwächung der Stösse, welche sich von den Achsen auf die Wagengestelle und umgekehrt übertragen;

3. sind rücksichtlich des Widerstandes auf der geraden Strecke die Vorrichtungen dazu zu rechnen, welche das Schlingern der Schlusswagen verhindern sollen.

In besonderen Fällen kann die Spurkranzschmierung, z. B. bei den mit steilen Spurkränzen versehenen Locomotiv-Laufachsen, werthvoll sein, und ausser der Reibung auch die Abnützung durch Schmierung vermindern, ebenso die Schienenflankenschmierung bei besonders scharfen und stark befahrenen Bahnhofscurven.

Als Zweck der Schmierung ist immer nur anzusehen, die Abnützungsdauer der der Spurkranzreibung besonders ausgesetzten Räder oder Schienen gleich gering mit der der übrigen Räder oder Schienen zu machen.

Vorausgesetzt wird, dass die Spurflankenschmierung insbesondere bei den Schienen einer steten Beaufsichtigung unterliegt, damit sich nicht Staub an die gefetteten Stellen ansetzt, der dann die Abnützung umsomehr fördert.

Die letztgenannten beiden Mittel zur Verminderung der Spurkranzreibung dürften überhaupt keine allgemeine Beachtung finden.

VI. Weitere, für Beseitigung der Doppelbuffer sprechende Gründe.

Der Zweck der vorliegenden Arbeit, die Mittel und Wege zu bestimmen, durch welche man zu sicheren Gesetzen über die Form wie die Anwendung derjenigen Constructionstheile gelangt, welche den Bewegungswiderstand der Züge beeinflussen, glauben wir im Vorstehenden erfüllt zu haben.

Der Umstand, dass die angeregten Versuche, welche die Spurprofile, die Radiallenkung der Achsen, wie das Centralbuffersystem mit gelenkigen Zugstangen betreffen, gleichartig, daher sehr gut zu vereinigen sind, dürfte günstig auf die gleichzeitige und gründliche Austragung der angeregten Vervollkommnungen wirken.

Diese Vervollkommnungen werden zwar einen, in kurzer Zeit nachweislichen Gewinn nicht liefern, trotzdem lässt sich erwarten, dass durch die Summe der sich günstig gestaltenden auf Materialschonung und Erhöhung der Sicherheit hinwirkenden Einzelbewegungen, im Laufe der Jahre sehr wohl eine namhafte Ersparniss erzielt wird.

Dieselbe wird um so geringer und fraglicher, je grösser die wegen Entwicklung eines Constructionssystems auf unrichtiger Grundlage die einmal erforderlichen Aenderungskosten werden, so dass man schliesslich dem Zwange verfallen kann, das Fehlerhafte und auf die Dauer Theuerste wegen der Kostspieligkeit der einmaligen Aenderung bestehen zu lassen.

Nun bieten sowohl die Aenderungen der Spurprofile, wie die der Einführung der Lenkachsigkeit bei den verschiedenen Fahrzeugen gar keine Schwierigkeiten, wohl aber schreckt

der Uebergang von den Doppelbuffern zu den Centralbuffern, welche über das ganze Verkehrsgebiet (d. i. den ganzen Continent) mit einem Male, d. i. an einem Tage, erfolgen müsste.

Doch wird bei entsprechenden Vorarbeiten auch diese Maassregel durchführbar sein, zumal ja die Möglichkeit verbleibt, die Wagen mit beiden Buffersystemen auf kurze Zeit ausgerüstet zu belassen, und eine Trennung der Personen- und Güterfahrzeuge in der Ausrüstung vorzunehmen.

Auf die Aenderung des jetzigen Buffersystems, welche rücksichtlich des Zugwiderstandes ebenso vollgiltig sein dürfte, wie die Einführung lenkachsiger Wagen, weisen aber noch andere Gründe hin. Zur Darlegung derselben müssen wir die Geschichte der Stoss- und Zugapparate kurz beleuchten.

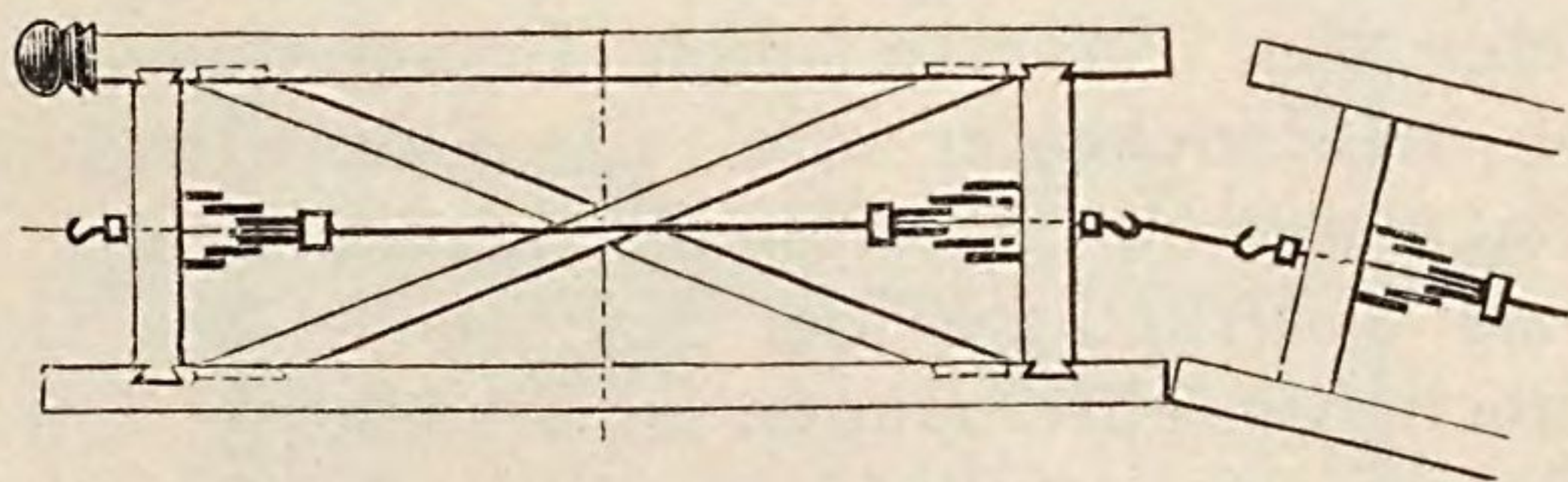


Fig. 49.

Bei der Entstehung der Eisenbahnen wurde bezüglich der Verbindung der Fahrzeuge nur bedacht, dass dieselbe fest und sicher sei.

Um zu verhindern, dass beim Auflaufen der Wagen die Zughaken gegeneinander und an die Stirnwände stossen, verlängerte man die Langträger der Wagen soweit, dass sich die Zughaken nicht mehr berühren, und die Kuppelung zwischen den Stossflächen erfolgen konnte.

Um nun die harten Stösse der Wagen abzumildern, wurden die Köpfe der Langträger mit Lederpolster versehen und stellten so die ersten elastischen Buffer dar.

Die Elasticität derselben genügte sehr bald nicht mehr, und um diese zu vergrössern, musste eine grössere Durchbiegung mittelst besonderer Buffer angewendet werden.

Die Buffer konnten nicht gut auf den Stirnflächen der Langträger, sondern besser neben denselben befestigt werden.

Da man nun bei jedem neuen Wagen immer den Anschluss an die alten zu berücksichtigen hatte, und man ausser-

dem bei den nicht schnurgeraden, mit sehr flachen Curven ausgeführten ersten Bahnen in den Doppelbuffern keinen Nachtheil, vielmehr einen Vortheil für die Bewegung im geraden Geleise mit Recht erblickte, so wurde deren Beibehaltung unanfechtbar.

Erst mit dem Auftreten der Schmalspurbahnen, deren Wagen zu schmal waren, um die Doppelbuffer soweit auseinanderzurücken zu können, dass zwischen denselben die Kuppelung erfolgen konnte, wurde der Vortheil der Centralbuffer gerühmt.

Ihre Anwendung geschah indess ohne Gelenkigkeit der Zugstange, wie ohne Anspannung der Buffer während der Fahrt und nicht mit entsprechender Krümmung der Stossflächen, so dass der Zweck der Widerstandsverminderung nur theilweise erreicht war. Später, im Jahre 1870, wurde durch den Vertreter des Fairlie'schen Locomotivsystemes Heinrich Simon in Manchester u. a. das Doppelbuffersystem angegriffen, da man aber die Aenderungen scheute, und weder Versuche zur Ergründung der Nachtheile des Doppelbuffersystemes, noch Ausschreibungen für brauchbare Constructionen der Centralbuffer veranstaltete, so blieb die Sache bis auf die Vervollkommnung der Buffer selbst beim Alten.

Dagegen war man mit Heftigkeit bemüht, den Hauptübelstand des Buffersystems — die Unzugänglichkeit der Kuppelungen — in ihren Folgen zu beseitigen und Vorkehrungen zu erfinden, welche das Kuppeln der Wagen ausserhalb des Geleises ermöglichen, um den beim Kuppeln der Wagen auftretenden zahlreichen Verletzungen, welche dem Doppelbuffersystem zuzuschreiben waren, nach Möglichkeit vorzubeugen.

Unter der Masse der entworfenen und patentirten Aussenkuppelungen, entsprach keine dem Zwecke, und die Bemühungen, die Rangirarbeiter vor Gefahren zu schützen, blieben fruchtlos.

Das gefahrlose Kuppeln kann aber durch nichts vollkommener erreicht werden, als durch Centralbuffer und unter sonst gleichem Verhalten des Doppel- wie des Centralbuffersystemes könnte die Erfüllung dieses Zweckes allein ausschlaggebend für die Einführung des letzteren sein.

Sollte nun aber Druck und Zug bei den Wagen in derselben Linie erfolgen, so muss bei einfachen, beziehungsweise

Centralbuffern die Kuppelung verdoppelt werden, wenn ein gegenseitiges Anspannen der Wagen bei grösster Durchbiegung der Zug- und Druckfedern ausführbar sein soll.

Will man hierbei die Zugstange gleichzeitig als Bufferstange, d. h. die Bufferfeder auch als Zugfeder benützen, so wird man zwar auf eine bedeutend einfachere, in Figur 50 dargestellte Construction geführt, bei welcher aber die Zugstange stets steif bleiben muss und nicht gelenkig gemacht werden kann.

Da die Zugketten paarweise und an einem Balancier angebracht werden müssen, so ist die verticale Lage desselben des leichten Kuppelns wegen bedingt.

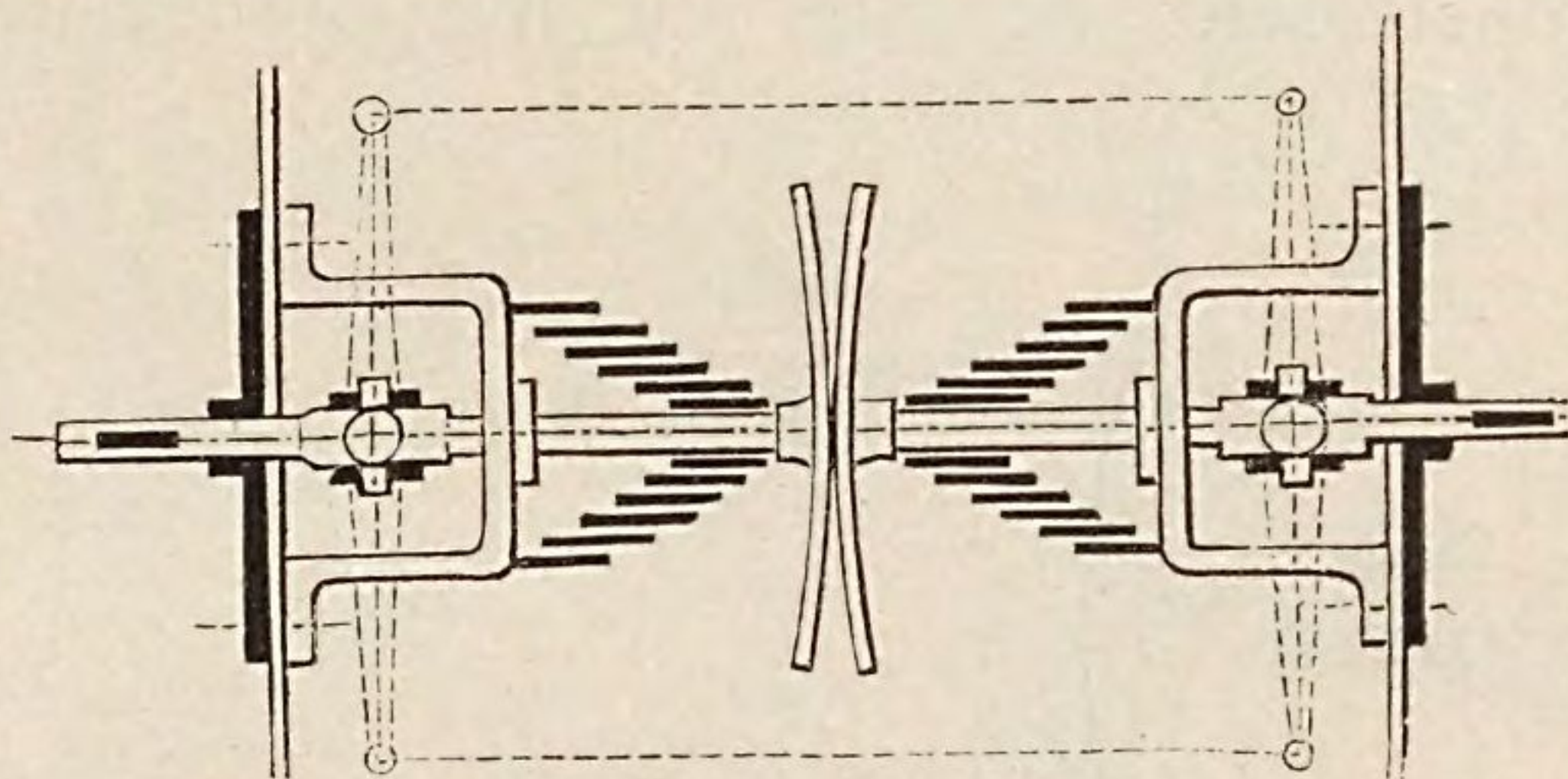


Fig. 50.

Es kann nicht als ausgeschlossen angesehen werden, dass derartige Zug- und Stossapparate sich für kurze Wagen als recht geeignet herausstellen, zumal ja die Verbindung mit den gezeichneten Centralbuffern für gelenkige Zugstangen, d. i. für lange Wagen, ungehindert geschehen kann.

Durch die Einführung von Centralbuffern wird ferner die Möglichkeit geboten, die durch die Arbeit von Jähns als vortheilhaft nachgewiesene Vereinigung von Gummiringen mit Spiralfedern in Anwendung zu bringen, welche für sich allein eine Aenderung der Normalconstructionen nicht lohnend erscheinen lässt.

Da der Gummi wegen seiner andauernden und fast unbegrenzten Elasticität die fehlenden Eigenschaften der Stahlfedern bei starken Stössen ersetzt, so wird die Verwendung desselben neben den Stahlfedern dem Wagenmateriale sehr zur Schonung gereichen.

Ferner ist zu bedenken, dass in der für die Fahrbewegungen nothwendigen Form der Doppelbuffer eine Gefahr erblickt worden ist für den unheilvollen Ablauf von Entgleisungen und Zusammenstößen, bei welchen die Buffer leicht überspringen (vgl. Fig. 51), und dadurch das Zurückkehren der Fahrzeuge in ihre normale Lage verhindern. Bekanntlich war aus diesem Grunde eine Form der Bufferteller nach Figur 52 in Anregung gebracht.

Eine scheinbar bedeutendere Schwierigkeit tritt der Durchführung des Centralbuffersystems bei den Durchgangswagen, bzw. bei denjenigen Zügen entgegen, bei welchen ein Verkehr zwischen den einzelnen Wagen während der Fahrt möglich sein soll. Diese Schwierigkeit dürfte jedoch keineswegs erheblich sein, da man die Klappbrücken nur breiter

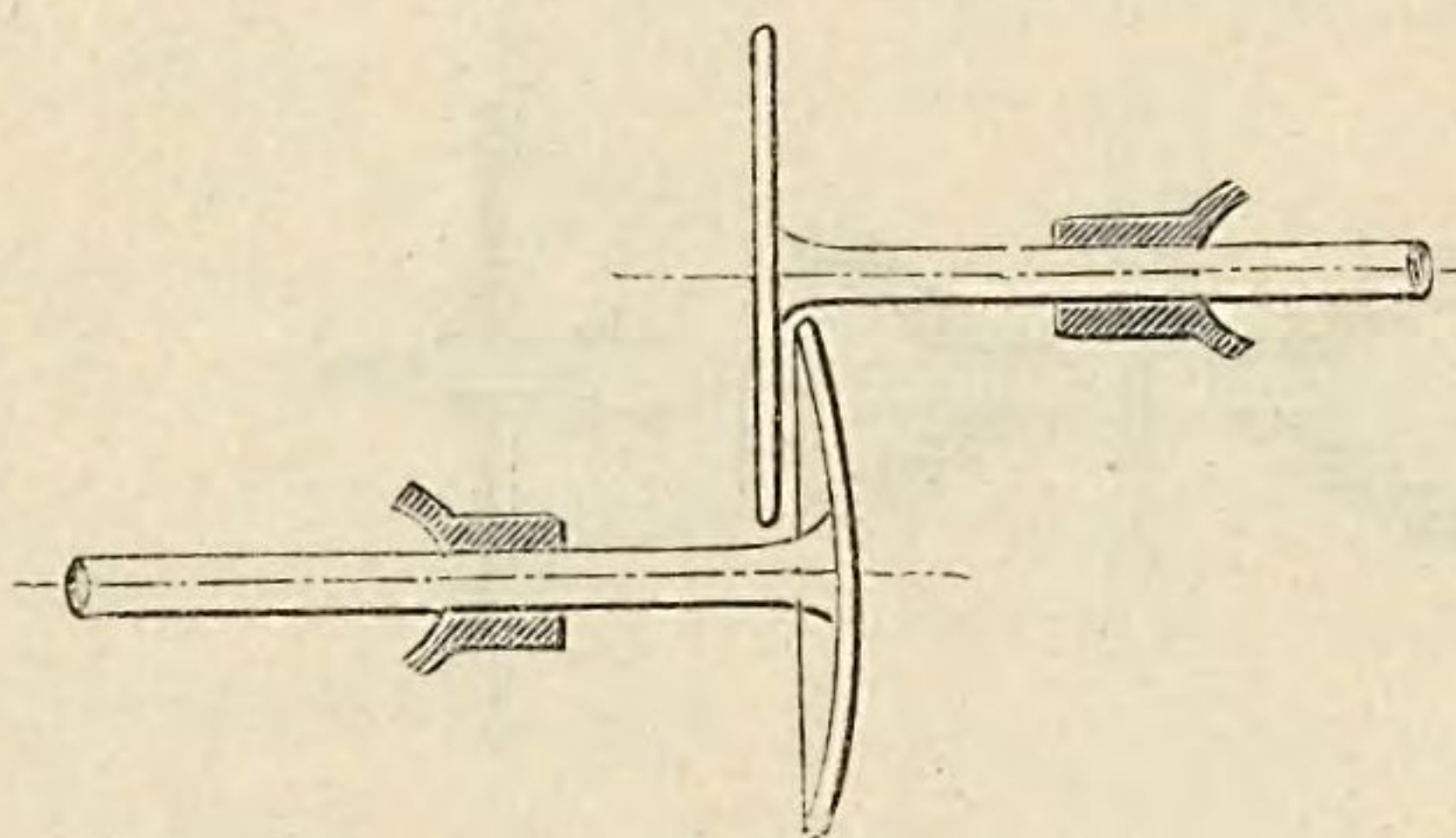


Fig. 51.

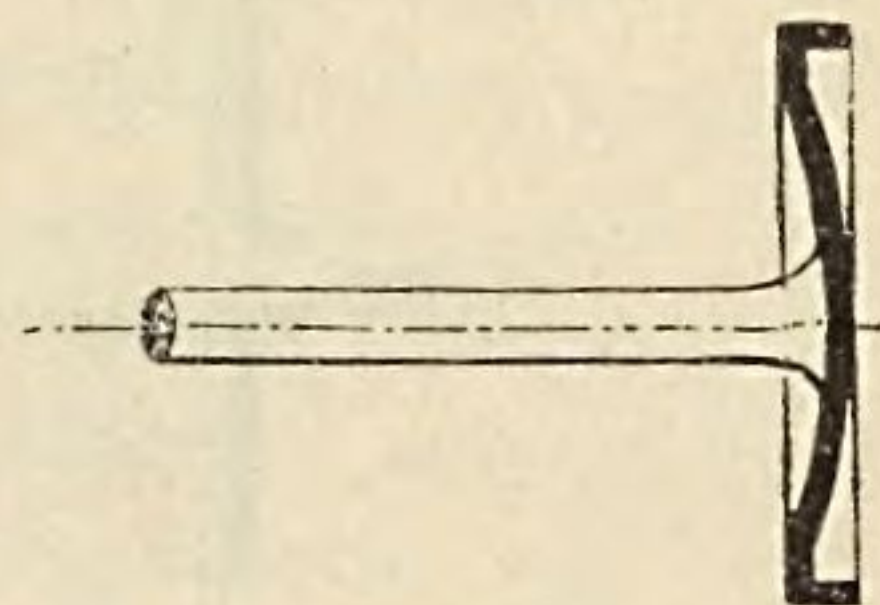


Fig. 52.

zu machen und für den Spielraum der Kuppelung auszuschneiden haben wird, wobei der als wesentlich anzusehende Haken zum Einhängen der Kuppelung an der unteren Klappen-seite anzubringen wäre. — Die Stirnwandthüren solcher Wagen werden als Schiebethüren oder nach Innen aufschlagend einzurichten sein.

Bezüglich der Kuppelungen für die Brems- und Dampfheizungsleitungen, der Signalleinen etc. werden die Centralbuffer die gleiche Ueberlegenheit vor den Doppelbuffern zeigen, wie bezüglich der Kettenkuppelungen.

Bei den etwa nach der anliegenden Zeichnung eingeführten Centralbuffern ist das günstigste Verhalten der Fahrzeuge auch bei den während der Fahrt eintretenden Unregelmässigkeiten zu erwarten und ein Eindringen etc. der Stirnwände nicht mehr zu befürchten, so dass auch die Reisenden bei eintretenden Unfällen wesentlich mehr vor Gefahren geschützt sind.

VII. Einfluss der Centralbuffer auf die Construction der Wagengestelle.

Bei der Erwägung, das Zwei-Buffersystem in Centralbuffer umzuändern, ist aber auch auf die nothwendigen Umbauten der Wagenuntergestelle Bedacht zu nehmen, weshalb wir in Folgendem die hierfür geltenden Gesichtspunkte kurz erwähnen.

Ausser der Belastung der Langträger, welche als continuirliche Träger von maximaler Tragfähigkeit nach Maassgabe des Radstandes, der Federlänge und der Stützenhöhe der Federgehänge zu berechnen, (vgl. Heus. v. Wald., Bd. 2, S. 542 v. J. 1874), und bei deren Befestigung mit den Querträgern auf das verdrehende Moment des seitlichen Achsdruckes ($A.b = Ze$) Rücksicht zu nehmen ist, sind es die in den Zug- und Stossapparaten auftretenden Kräfte, welche auf die Deformation der Rahmenverbindungen hinwirken.

Bei der früher üblichen, in Figur 54 dargestellten Art, die Zugapparate an der Kopfschwelle zu befestigen, wird die letztere auf Biegung beansprucht, wie auch heute noch beim Bruch der Zugstange. Diese Deformation wird aufgehoben,

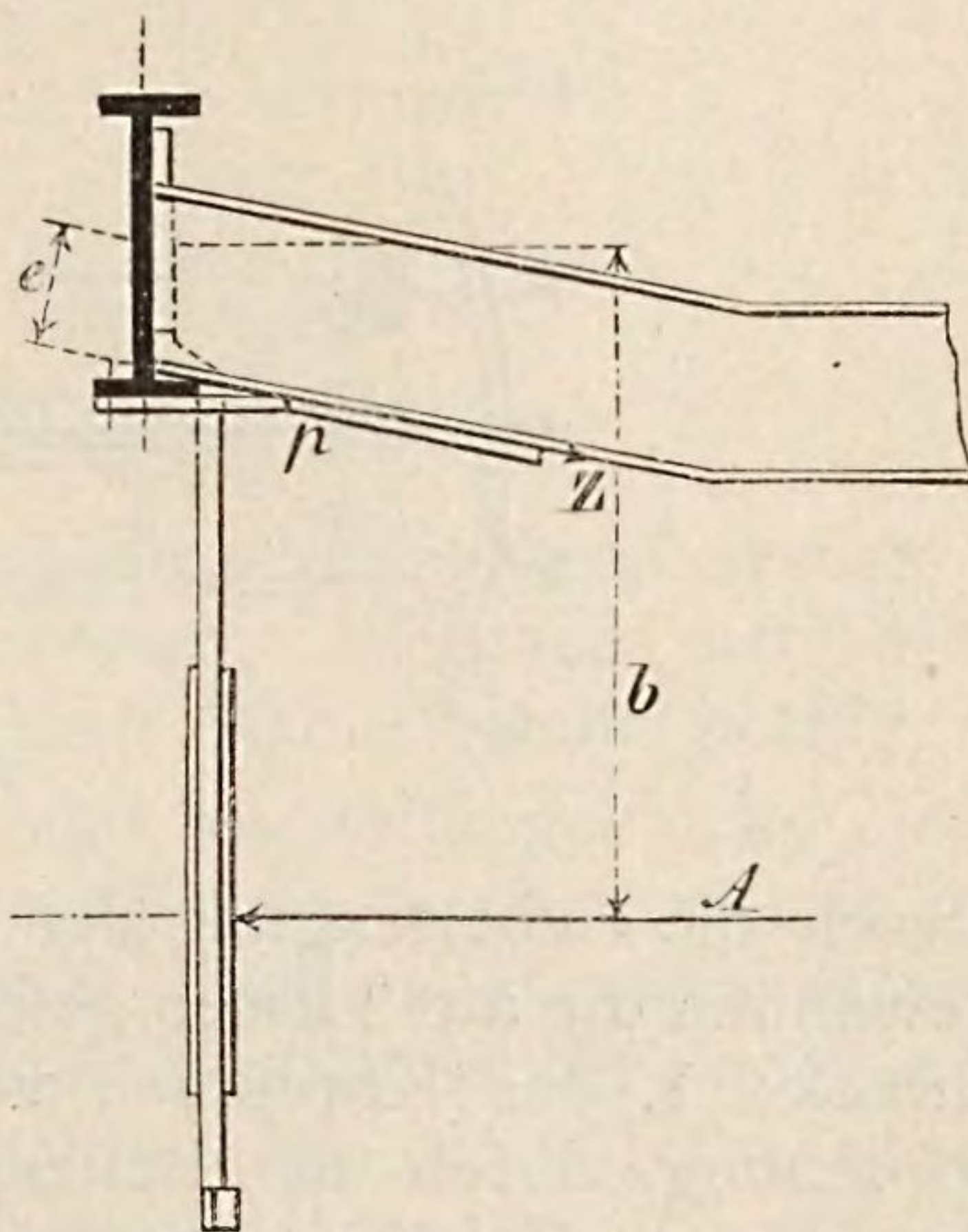


Fig. 53.

wenn man die beiden Kopfschwellen in der Mitte durch die Zugbänder a verbindet; sie wird aber auch ohne diese Zugbänder wesentlich vermindert, wenn Kopfschwelle und Langträger durch starke Blechstücke eine feste Winkelverbindung erhalten.

Die Drucke der Buffer bei Doppelbuffern werden nahezu vollständig von den Langträgern aufgenommen und beanspruchen die Kopfschwelle nur wenig auf Biegung.

Von der Holzconstruction herrührend, werden starke Diagonalen angewendet, welche ursprünglich den Zweck hatten, den Rahmen vor trapezförmiger Verschiebung zu sichern.

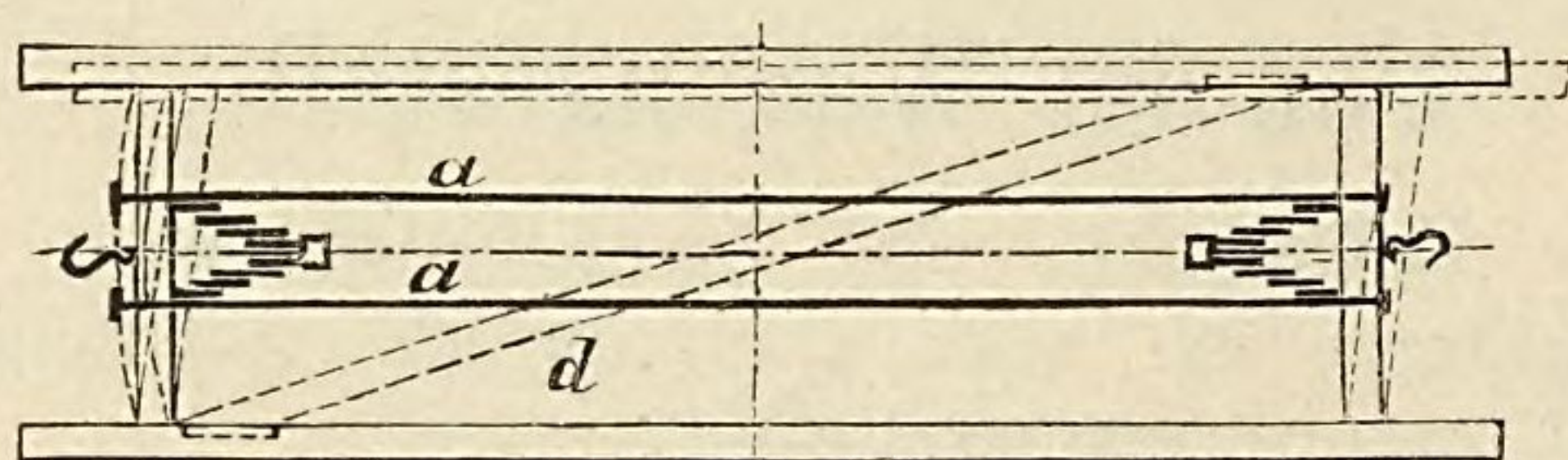


Fig. 54.

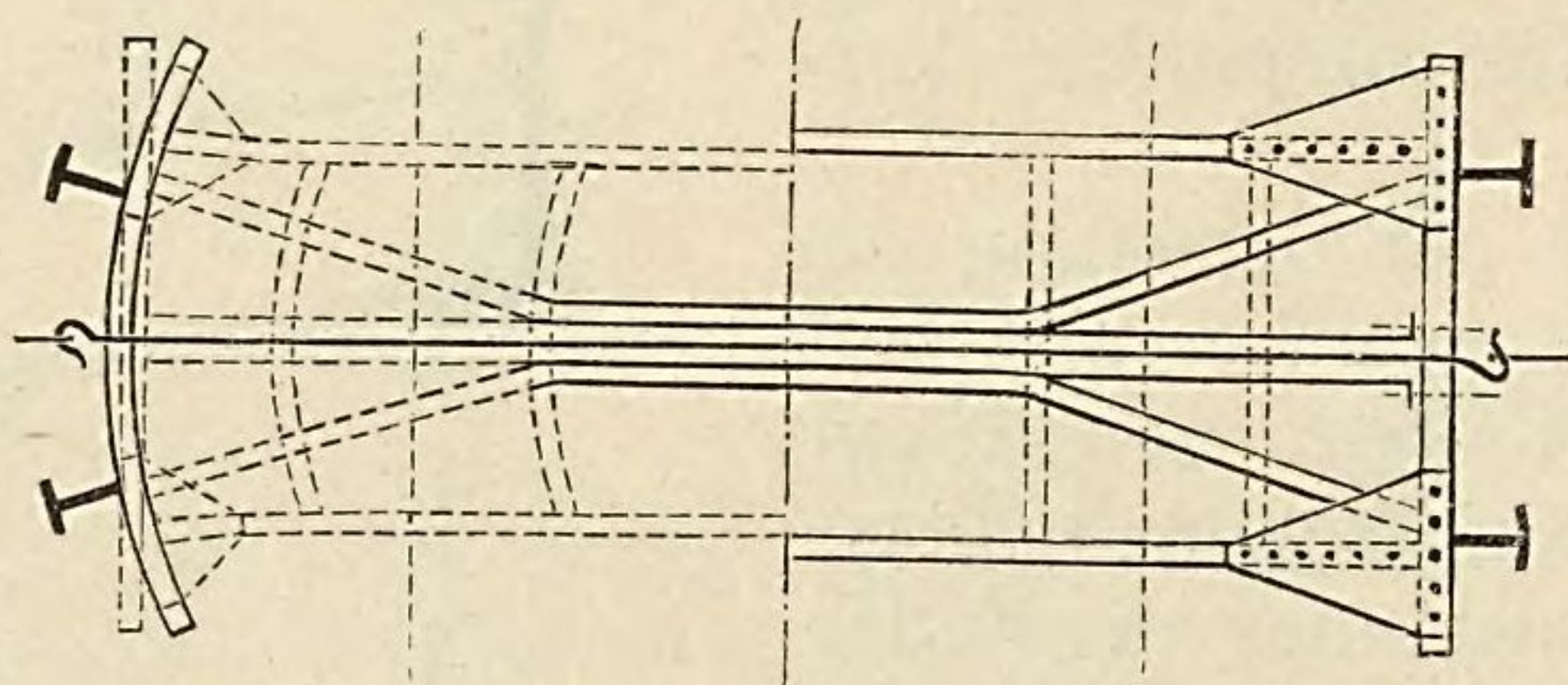


Fig. 55.

Durch die Uebertragung der Holzconstruction für Eisenmaterial gewannen die aus] Eisen geformten Diagonalen einen doppelten Zweck: 1. das Kopfstück vollständig von der Biegungsbeanspruchung durch die Bufferpressungen zu befreien, 2. durch Aufnahme der Zugfedern zur Uebertragung der Zugkraft in unmittelbarer Nähe der Langträger auch die Querträger von der Biegungsbeanspruchung in der Wagenrichtung freizuhalten und den Bufferdruck unmittelbar durch die Zugkraft aufzuheben.

Die Diagonalen d nehmen gleichzeitig die Zugbänder a auf.

Im Uebrigen verblieb den Querträgern ausser der theilweisen Uebertragung der Belastung auf die Langträger und

die Verhinderung der Verdrehung derselben mittelst der unteren Verbindungsplatte p noch die Aufgabe, die Langträger vor seitlicher Durchbiegung infolge des Bufferdruckes zu schützen.

(Vergleiche die Deformation eines vierseitigen Rahmens mit unveränderlichen Winkeln, Fig. 56.)

Mit der Anbringung von Centralbuffern wird aber die Beanspruchung des Untergestelles eine andere, da nunmehr der Bufferdruck ebenfalls in der Mitte des Kopfstückes auftritt. — Infolge dessen werden auch die Kopfstücke statt durch Zugbänder durch Druckstreben, mithin durch kräftige [Eisen zu verbinden sein.

Da sich nun weiter die Zug- und Druckkräfte durch die Kopfstücke auf die Langträger übertragen müssen, so ist eine

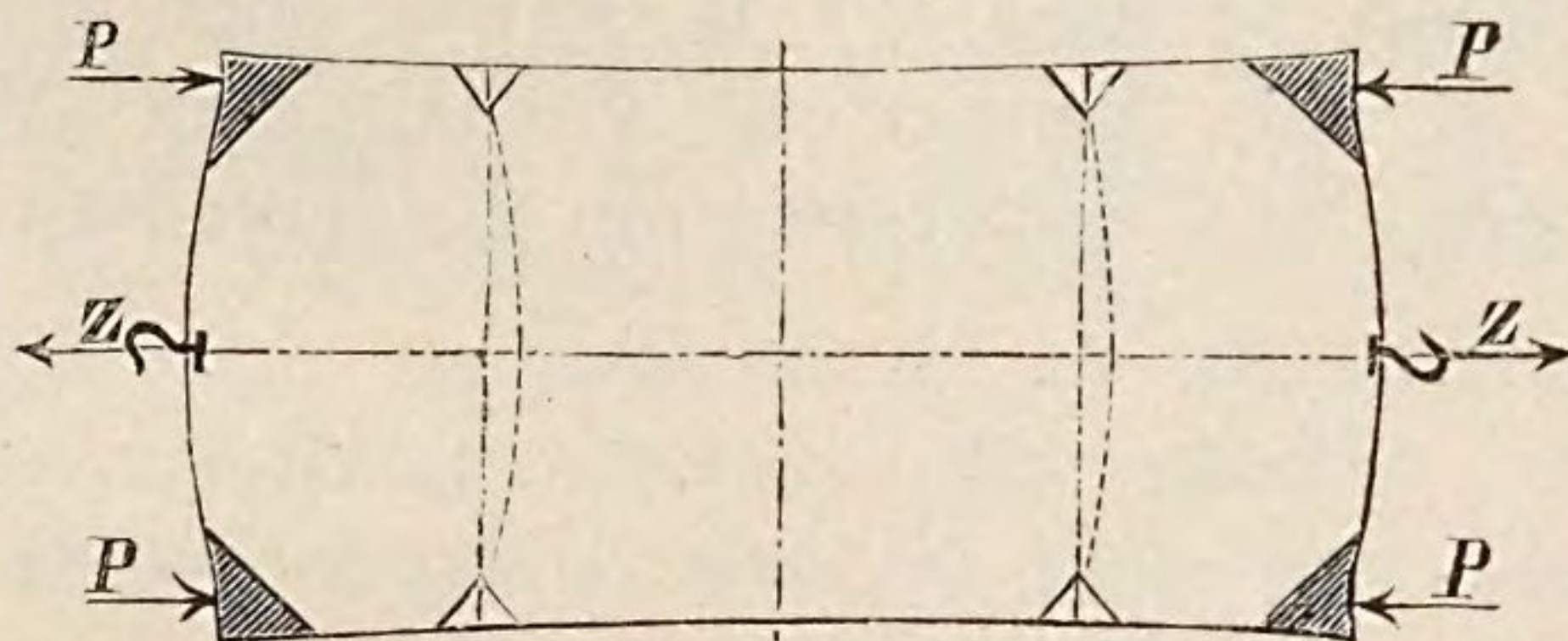


Fig. 56.

starke Verbindung einerseits zwischen den Druckstreben p und den Kopfstücken, und andererseits zwischen den Kopfstücken und den Langträgern durch Winkelbleche nöthig.

Obwohl nun diese Winkel- oder Versteifungsbleche allein schon die Winkel-Deformation des Wagengestelles verhindern, so werden ausser diesen doch noch Diagonalen zweckmässig sein, welche indess nur die Versteifungsbleche verbinden und aus einfachen Flacheisen bestehen können. Ein Hauptzweck solcher schwacher Diagonalen besteht in dem Zwang zur winkelrechten Herstellung der Gestelle.

Auf die Befestigung der Querträger bleibt diese Bauart ohne Einfluss.

Die Construction der Wagengestelle mit Centralbuffern wird demzufolge der Figur 57 entsprechend auszuführen sein.

Obwohl nun die Anfertigung neuer Wagengestelle mit Centralbuffern nach Figur 57 als unbedingt nöthig anzusehen ist, so halten wir dennoch die Benützung der für das Doppel-

buffersystem gebauten Wagengestelle in ungeändertem Zustande für durchaus zulässig, und die Festigkeit derselben für

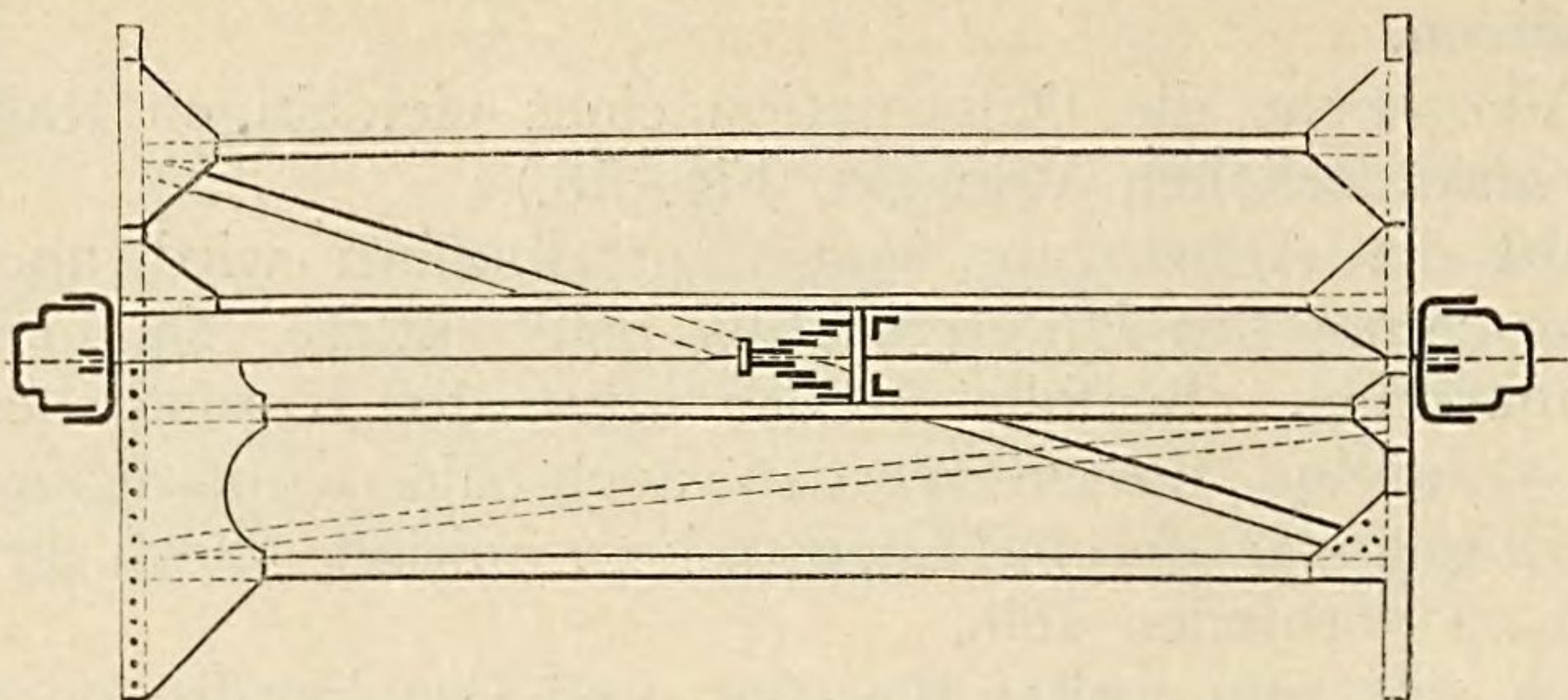


Fig. 57.

völlig ausreichend, so dass, wie in bereits oben erwähnter Tafel angenommen ist, die Aenderung vorhandener Wagengestelle bei Veränderung des Buffersystems unterbleiben kann.

VIII. Schluss.

Die Ergebnisse der in den vorstehenden Capiteln gepflogenen Untersuchungen zusammenfassend, erhalten wir die zur endgiltigen Bestimmung der auf den Bewegungswiderstand der Züge, auf den Grad der Abnützung der Schienen, wie des rollenden Materials und auf die Höhe der Sicherheit vor Unfällen wirkenden Constructionen der Fahrzeuge folgende Forderungen:

1. Die Ermittlung der vortheilhaftesten Spur sowohl durch Sonderversuche, wie durch summarische Versuche unter Zugrundelegung der Zugkraftersparniss als Bezugsgrösse;

2. die Ermittlung der Grenzen für die vortheilhafte Anwendung der lenkachsigen Wagen sowohl derjenigen mit Truckgestellen, wie derjenigen mit Vorrichtungen zum Ausgleich der horizontalen Achsdrucke durch Sonderversuche und durch Berechnungen, welche sich auf diese Versuche gründen.

Versuche mit der beschriebenen Lenkvorrichtung für Einzelachsen insbesondere an Locomotiven;

3. die Erprobung von Centralbuffern mit und ohne gelenkigen Zugstangen durch Sonderversuche, wie durch summarische Versuche und durch Berechnungen, welche sich auf diese Versuche gründen.

In sämtlichen Rechnungen muss das Verhältniss der geraden Geleisstrecke zu der Curvenstrecke eines beliebigen, bei den Versuchen zu Grunde gelegten Krümmungshalbmessers berücksichtigt und die Zugkraftersparniss in Geldwerth ausgedrückt sein;

4. bei etwaiger Aenderung des Buffersystems ist auf die der Wagengestelle Bedacht zu nehmen.



Ueber die

ZUSAMMENHANGSBREMSEN

für

Eisenbahnfahrzeuge.

Von

A. O. V.

~~~~~ Mit 8 Abbildungen. ~~~~~

5 Bogen. Octav. Geh. 80 kr. = 1 M. 50 Pf.

---

Die vorliegende Schrift einer technischen Capacität des Eisenbahnwesens giebt ein Bild über die verschiedenen Principien und Verfahren, nach welchen die Bremsen bisher construirt worden sind und noch neue Bremsen hinzuconstruirt werden können, ohne die Beschreibung der zahlreichen Bremsen zu wiederholen und die vollständig werthlosen Erfindungen in Betracht zu ziehen. Dieselbe bezweckt ferner, in sicherer Methode den Werth der vorhandenen Systeme abzuschätzen und führt zu Leitpunkten für die weitere Entwicklung der Bremsfrage. Bei der Wichtigkeit des Gegenstandes für den Eisenbahnbetrieb, verdient dieses Buch allseitige Beachtung und sein Inhalt, welcher vielerlei zerstreutes Material kritisch sichtet, die Würdigung weiter Kreise.

---

A. Hartleben's Verlag in Wien, Pest und Leipzig.



A. Hartleben's  
**BIBLIOTHEK DES EISENBAHNWESENS.**

Band I.

**Geschichte des Eisenbahnwesens**

von Dr. Theodor Haberer.

10 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 1 fl. 10 kr. = 2 M.

Band II.

**Das Tarifwesen der Eisenbahnen,**

dessen betriebsökonomische Aufgaben und Stellung im wirthschaftlichen und  
socialen Staatsleben der Gegenwart

von J. F. Schreiber.

17 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 2 fl. 20 kr. = 4 M.

Band III.

**Handbuch des Telegraphendienstes der Eisenbahnen**

von A. Präscher, Ingenieur.

Mit 117 Abbildungen.

11 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 1 fl. 65 kr. = 3 M.

Band IV.

**Repetitorium der Mathematik und Elektricitätslehre.**

Für die Bedürfnisse der Eisenbahn-Praxis elementar behandelt von

J. Krämer.

Mit 127 Abbildungen.

12 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 1 fl. 65 kr. = 3 M.

Band V.

**Der Transportdienst der Eisenbahnen**

von Sigismund Weill.

19 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 2 fl. 20 kr. = 4 M.

Band VI.

**Das österreichische Eisenbahnrecht.**

Systematisch dargestellt von Dr. Theodor Haberer.

38 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 4 fl. 40 kr. = 8 M.

Band VII.

**Der Einnahmen-Verrechnungs- und Revisionsdienst  
der Eisenbahnen**

von M. A. Reitler.

19 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 2 fl. 20 kr. = 4 M.

Band VIII.

**Der Schienenweg der Eisenbahnen**

von Ferdinand Loewe.

Mit 142 Abbildungen.

25 Bogen. Octav. Eleg. gebdn. 3 fl. 30 kr. = 6 M.

A. Hartleben's Verlag in Wien, Pest und Leipzig.











Über die Mittel zur Verminderung der Widerstände bei Eisenbahnzügen mit 57  
Textfiguren und einer Tafel

Wien ; Pest ; Leipzig 1890

A.hydr. 809

urn:nbn:de:bvb:12-bsb11538977-0